



**Titre:** Développement d'une méthode de simulation de pompage au sein d'un compresseur multi-étagé  
Title:

**Auteur:** Martial Dumas  
Author:

**Date:** 2013

**Type:** Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

**Référence:** Dumas, M. (2013). Développement d'une méthode de simulation de pompage au sein d'un compresseur multi-étagé [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/1182/>  
Citation:

 **Document en libre accès dans PolyPublie**  
Open Access document in PolyPublie

**URL de PolyPublie:** <https://publications.polymtl.ca/1182/>  
PolyPublie URL:

**Directeurs de recherche:** Huu Duc Vo  
Advisors:

**Programme:** Génie mécanique  
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

DÉVELOPPEMENT D'UNE MÉTHODE DE SIMULATION DE POMPAGE AU  
SEIN D'UN COMPRESSEUR MULTI-ÉTAGÉ

MARTIAL DUMAS

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE  
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES  
(GÉNIE MÉCANIQUE)

AOÛT 2013

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

DÉVELOPPEMENT D'UNE MÉTHODE DE SIMULATION DE POMPAGE AU  
SEIN D'UN COMPRESSEUR MULTI-ÉTAGÉ

présenté par : DUMAS Martial

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. REGGIO Marcelo, Ph.D., président

M. VO Huu-Duc, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. TRÉPANIÉ Jean-Yves, Ph.D., membre

## DÉDICACE

*À ma famille,*

## REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude envers mon directeur de recherche, professeur Huu-Duc Vo, pour m'avoir accepté, fait confiance, et fournit un projet intéressant pour la validation de ma maîtrise. Je le remercie également pour tous ses conseils judicieux, son encadrement et sa grande disponibilité lors de la réalisation de ce projet.

Je souhaite également remercier Eddy Petro, associé de recherche, ainsi que Engin Erler, ancienne collègue de bureau aujourd'hui diplômée, pour l'aide fournie pendant ces deux années, notamment sur l'utilisation du logiciel CFX. Leurs commentaires constructifs, leur ouverture d'esprit ainsi que leur sens critique m'ont permis d'apprendre et de débloquer des situations délicates rencontrées lors de la réalisation de ce projet. Sans oublier Alain Robidoux, spécialiste des laboratoires d'enseignement, qui a permis d'effectuer cet accomplissement dans des conditions de travail optimales, notamment grâce à sa rapidité et son efficacité hors du commun.

D'autres parts, je souhaite souligner l'appui de l'entreprise partenaire de ce projet, Pratt & Whitney Canada, pour leur soutien financier ainsi que leur appui technique. Je souhaite remercier plus particulièrement Hien Duong pour sa disponibilité et ses précieuses informations fournies.

Je voudrais aussi remercier tous les étudiants que j'ai pu rencontrer ici à Polytechnique, pour tous les bons moments, inoubliables, passés ensembles. Un grand merci notamment aux joueurs de Hockey de l'AÉCSP, qui m'ont permis de découvrir ce sport fabuleux, et m'ont parfaitement intégré au groupe (et ce malgré mon piètre niveau).

Mes pensées vont également à ma famille, et plus particulièrement à mes parents, qui sans leur soutien, n'aurait pu rendre ce grand projet réalisable. Leur éducation m'a notamment permis de devenir qui je suis aujourd'hui.

Enfin, je tiens spécialement à remercier ma conjointe, Gwendoline Cressent, pour avoir cru en moi et m'avoir suivi jusqu'ici au Québec. Sa présence et son soutien ont été inestimables dans la réalisation de ma maîtrise.

## RÉSUMÉ

Le pompage est un phénomène instationnaire, qui peut apparaître lorsque le compresseur opère à un débit trop faible par rapport à son point de conception. Cette instabilité aérodynamique est caractérisée par de grandes oscillations de pression et de débit, résultant en une perte de puissance soudaine de la turbine à gaz et pouvant créer des dommages importants sur les composants du moteur.

La méthodologie développée à travers ce mémoire permet de simuler le comportement du fluide au sein d'un compresseur multi-étagé pendant le phénomène de pompage, et de ce fait prédire, lors de la phase de conception, la variation temporelle des forces aérodynamiques appliquées sur les pales, ainsi que la pression et la température aux points d'extraction d'air dans le compresseur pour le refroidissement des turbines.

Bien que le compresseur soit l'élément d'intérêt et déclencheur du phénomène de pompage, le comportement du fluide durant cette instabilité est également dépendant des autres composants du moteur (chambre à combustion, turbine, conduites). Cependant, une simulation numérique de l'intégralité de la turbine à gaz ne peut être effectuée de façon pratique avec les technologies actuelles. L'approche utilisée consiste en un couplage d'une résolution numérique (CFD) 3D des équations moyennées de Navier-Stokes (RANS) du compresseur, avec des équations unidimensionnelles (qui représentent le comportement des autres éléments) appliquées sous forme de conditions limites dynamiques. La méthode fut mise en pratique avec un code commercial CFD RANS (CFX), dont certaines options facilitent l'implémentation des équations 1D aux conditions limites dynamiques du modèle CFD. De plus, afin d'obtenir des temps de calculs raisonnables, un seul passage d'aube par rangée d'aubes du compresseur fut simulé pour capturer le phénomène essentiellement unidimensionnel qu'est le pompage.

Cette méthodologie fut appliquée à plusieurs géométries de compresseurs, aux caractéristiques bien particulières. Des simulations sur un compresseur axial multi-étagé, basse vitesse (incompressible), ont notamment permis de valider les résultats obtenus numériquement avec des données expérimentales, montrant que l'amplitude des oscillations en pression et en débit étaient bien capturées. La forte dépendance de la fréquence des oscillations envers le volume du plénum (chambre à combustion) fut notamment mise en avant. Les simulations du second compresseur démontrèrent l'adaptabilité du modèle pour un compresseur multi-étagé de

configuration axial-centrifuge. Finalement, l'application de la méthode à un compresseur transsonique de Pratt & Whitney Canada permet de démontrer que l'outil fonctionne pour une configuration combinant un étage de type *mixed-flow* et d'un étage centrifuge opérant en régime hautement compressible. Les simulations avec ce dernier compresseur ont notamment mis en avant certaines limites de l'outil, comme la robustesse numérique d'une succession d'interfaces rotor/stator dans un compresseur haute vitesse face à de grandes variations temporelles de débit, ainsi que les temps de calculs nécessaires pour l'obtention de plusieurs cycles de pompage.

## ABSTRACT

Surge is an unsteady phenomenon which appears when a compressor operates at a mass flow that is too low relative to its design point. This aerodynamic instability is characterized by large oscillations in pressure and mass flow, resulting in a sudden drop in power delivered by a gas turbine engine and possibly important damage to engine components.

The methodology developed in this thesis allows for the simulations of the flow behavior inside a multi-stage compressor during surge and, by extension, predict at the design phase the time variation of aerodynamic forces on the blades and of the pressure and temperature at bleed locations inside the compressors for turbine cooling.

While the compressor is the component of interest and the trigger for surge, the flow behavior during this event is also dependent on other engine components (combustion chamber, turbine, ducts). However, the simulation of the entire gas turbine engine cannot be carried out in a practical manner with existing computational technologies. The approach taken consists of coupling 3-D RANS CFD simulations of the compressor with 1-D equations modeling the behavior of the other components applied as dynamic boundary conditions. The method was put into practice in a commercial RANS CFD code (ANSYS CFX) whose integrated options facilitated the implementation of the 1-D equations into the dynamic boundary conditions of the computational domain. In addition, in order to limit computational time, only one blade passage was simulated per blade row to capture surge which is essentially a one-dimensional phenomenon.

This methodology was applied to several compressor geometries with distinct features. Simulations on a low-speed (incompressible) three-stage axial compressor allowed for a validation with experimental data, which showed that the pressure and mass flow oscillations are captured well. This comparison also highlighted the strong dependence of the oscillation frequency on the volume of the downstream plenum (combustion chamber). The simulations of the second compressor demonstrated the adaptability of the approach to a multi-stage compressor with an axial-centrifugal configuration. Finally, application of the method to a transonic compressor geometry from Pratt & Whitney Canada demonstrated the tool on a mixed flow-centrifugal compressor configuration operating in a highly compressible regime. These last simulations highlighted certain limitations of the tool, namely the numerical robustness



associated with the use of multiple stator/rotor interfaces in a high-speed compressor with high rates of change of mass flow, and the computational time required to simulate several surge cycles.

## TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	III
REMERCIEMENTS .....	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT .....	VII
TABLE DES MATIÈRES .....	IX
LISTE DES TABLEAUX.....	XII
LISTE DES FIGURES.....	XIII
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS .....	XVII
LISTE DES ANNEXE.....	XIX
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
1.1 Généralités sur les compresseurs.....	2
1.2 Les instabilités aérodynamiques du compresseur .....	5
1.3 Problématique.....	8
1.4 Organisation du mémoire .....	10
CHAPITRE 2 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE : LE POMPAGE.....	12
2.1 Le modèle de Greitzer : la Base .....	12
2.1.1 Emmons, le précurseur .....	12
2.1.2 La modélisation de Greitzer .....	12
2.1.3 Le coefficient B .....	15
2.1.4 Avantages et limites du modèle .....	17
2.2 L'état de l'art.....	19
2.2.1 Modèles analytiques .....	20
2.2.2 Modèles Numériques (CFD) .....	21

2.3	Résumé de la revue bibliographique .....	25
CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE .....		27
3.1	Approche .....	27
3.1.1	Principe général .....	27
3.1.2	Modélisation des conditions limites dynamiques .....	28
3.1.3	Couplage des conditions limites dynamiques à la CFD .....	32
3.2	Implémentation numérique .....	35
3.2.1	Le Logiciel CFX .....	35
3.2.2	Le modèle de turbulence .....	35
3.2.3	Autres options CFX .....	36
3.2.4	Les interfaces .....	37
3.2.5	Les conditions limites classiques .....	38
3.2.6	Les conditions limites d'entrée et de sortie du domaine de calcul .....	40
3.2.7	Prise en considération de la conduite .....	42
3.3	Description des compresseurs étudiés .....	43
3.3.1	Le MIT GTL-LS3 .....	44
3.3.2	L'ajout du centrifuge .....	49
3.3.3	Le compresseur de Pratt & Whitney Canada .....	51
3.4	Démarche suivie lors de la simulation d'un pompage .....	55
	Étape 1 : Point Pré-initial .....	55
	Étape 2 : Création du fichier initial .....	55
	Étape 3 : Paramétrage de la simulation .....	55
	Étape 4 : Simulation du pompage .....	56

CHAPITRE 4	RESULTATS DU MIT-GTL-LS3 .....	59
4.1	Étude régime stable .....	59
4.2	Étude Régime instationnaire : Pompage .....	61
4.2.1	Résultats .....	62
4.2.2	Étude paramétrique .....	67
4.2.3	Comparaison avec les résultats expérimentaux .....	72
4.2.4	Adaptation du modèle numérique .....	75
4.3	Résumé des résultats pour le compresseur GTL-LS3 .....	81
CHAPITRE 5	ADAPTABILITÉ ET LIMITES DU MODÈLE .....	83
5.1	L'ajout du centrifuge .....	83
5.1.1	Régime stable .....	83
5.1.2	Simulation du pompage .....	84
5.2	Le compresseur de Pratt & Whitney Canada .....	88
5.2.1	Régime stable .....	88
5.2.2	Simulation du pompage .....	88
5.3	Discussion sur l'adaptabilité et les limites du modèle .....	92
CHAPITRE 6	CONCLUSION .....	93
BIBLIOGRAPHIE	.....	96
ANNEXES	.....	100

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1: Caractéristiques géométriques du compresseur du MIT .....	46
Tableau 3.2: Résumé des principales caractéristiques du compresseur du MIT .....	48
Tableau 3.3: Principales caractéristiques géométriques de l'impulseur .....	49
Tableau 3.4: Principales caractéristiques du compresseur modifié de Pratt & Whitney Canada ..	54
Tableau 3.5 : Répartition du nombre d'éléments suivant les différentes directions .....	54
Tableau 4.1: Résumé du temps de calcul pour chaque $\Delta t$ .....	68
Tableau F.1 : Résumé des différents maillages pour le MIT GTL-LS3 .....	114
Tableau G.1 : Caractéristiques des différents maillages pour l'impulseur et le diffuseur .....	117
Tableau H.1 : Caractéristiques des différents maillages pour l'ensemble MFR+S1+S2 .....	119
Tableau H.2 : Caractéristiques des différents maillages pour l'impulseur et le diffuseur .....	120

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: Exemple d'un turboréacteur [1] .....	1
Figure 1.2: Schéma d'un étage axial (gauche) et centrifuge (droite).....	2
Figure 1.3: Courbes caractéristiques d'un compresseur .....	3
Figure 1.4: Points de fonctionnement d'un compresseur .....	4
Figure 1.5: Comportement du compresseur lors du décrochage tournant.....	6
Figure 1.6: Comportement du compresseur lors d'un pompage profond .....	7
Figure 2.1: Schéma du modèle 1D développé par Greitzer .....	13
Figure 2.2: Comparaison des résultats expérimentaux et analytiques de Greitzer [12] .....	14
Figure 2.3: Validation du coefficient critique B expérimental et théorique [12] .....	16
Figure 2.4: Comparaison expérimentale de 2 pompages de même coefficient B [12] .....	16
Figure 2.5: Courbe caractéristique axisymétrique complète d'un compresseur à vitesse donnée..	17
Figure 2.6: Résultat de pompage pour deux compresseurs de longueur différente, $B=0.67$ [14]..	19
Figure 2.7: Variation temporelle de débit et de la pression adimensionnels lors d'un pompage simulé par Niazi [27] .....	22
Figure 2.8: Résultats de pompage obtenus par Vahdati [28] .....	24
Figure 2.9: Résultats de pompage obtenus par Guo pour deux volumes de plénum différents [31] .....	25
Figure 3.1: Principe général de la méthodologie utilisée .....	27
Figure 3.2: Représentation schématique du modèle 1D.....	29
Figure 3.3: Conditions limites d'entrée et de sortie en régime stationnaire (stable).....	32
Figure 3.4 : Conditions limites d'entrée et de sortie en régime instationnaire, débit positif .....	33
Figure 3.5 : Conditions limites d'entrée et de sortie en régime instationnaire, débit inversé .....	34
Figure 3.6: Localisation des différentes conditions limites pour un passage d'aube.....	38
Figure 3.7: Succession de rotors/stators dont les interfaces sont simulées par l'option <i>Stage</i> .....	39

Figure 3.8: Vue globale du compresseur trois étages du MIT [42].....	45
Figure 3.9: Représentation schématique des positions des aubes du compresseur et des points de mesures [36] .....	45
Figure 3.10: Géométrie finale 3D du compresseur du MIT .....	47
Figure 3.11 : Maillage d'un rotor (R2) et d'un stator (S2).....	48
Figure 3.12: Aperçu de la roue et d'un seul passage de l'impulseur conçu .....	50
Figure 3.13 : Maillage final de la roue centrifuge .....	50
Figure 3.14: Vue de coupe du compresseur de Pratt & Whitney Canada .....	51
Figure 3.15: Compresseur centrifuge de PWC avec mise en avant de la différence de profondeur à l'interface impulseur/diffuseur.....	52
Figure 3.16: Géométrie PWC modifiée.....	53
Figure 3.17: Maillage final du compresseur de PWC .....	54
Figure 3.18: Courbe de variation du débit en fonction du temps lors d'un pompage .....	57
Figure 3.19: Courbe de variation de la pression en fonction du temps lors d'un pompage .....	57
Figure 4.1: Courbe caractéristique (stable) simulée en incompressible et en compressible comparée à la courbe expérimentale du compresseur du MIT GTL-LS3 .....	60
Figure 4.2: Résultat du cycle de pompage représentant la variation du coefficient de pression en fonction du coefficient de débit.....	63
Figure 4.3: Variation des coefficients de pression et de débit en fonction du temps adimensionnel .....	63
Figure 4.4: Un cycle de variation du coefficient de pression en fonction du temps .....	64
Figure 4.5: Un cycle de variation du coefficient de débit en fonction du temps .....	64
Figure 4.6: Représentation de l'écoulement lors de l'inversement du flux du gaz à l'envergure moyenne du rotor 3 .....	65
Figure 4.7: Variation temporelle de la force adimensionnelle axiale appliquée sur le Rotor 3 lors d'un cycle de pompage.....	66

Figure 4.8: Variation temporelle de la pression adimensionnelle entre les rangées d'aubes S2 et R3 lors d'un cycle de pompage .....	66
Figure 4.9: Variation du coefficient de pression et de débit en fonction du temps adimensionnel pour différents pas de temps.....	69
Figure 4.10: Variation temporelle de pression à différents étages pour deux $\Delta t$ différents .....	70
Figure 4.11: Variation temporelle des coefficients de pression et de débit pour différents nombre de sous-itérations .....	71
Figure 4.12: Comparaison du cycle de pompage numérique et expérimental .....	73
Figure 4.13: Variation expérimentale de la vitesse du fluide obtenue par fils chaud, pour trois positions circonférentielles différentes, en fonction du nombre de révolutions [42].....	74
Figure 4.14: Comparaison de la variation temporelle des coefficients de pression et de débit pour $Vp=3.66 \text{ m}^3$ et $Vp=9.66 \text{ m}^3$ .....	76
Figure 4.15: Variation de fréquence en fonction du volume du plénum $Vp$ .....	78
Figure 4.16: Influence de l'ajout d'une conduite de sortie de 0.44 m modélisée numériquement .	79
Figure 5.1: Comparaison des courbes caractéristiques compressibles et incompressibles pour le compresseur axial-centrifuge de quatre étages.....	84
Figure 5.2: Résultats de pompage avec l'ajout de l'étage centrifuge.....	85
Figure 5.3: Représentation schématique de la condition limite de sortie du domaine de simulation (vue de face) juste après l'inversion moyennée du flux d'air. ....	86
Figure 5.4: Résultat de pompage avec la géométrie modifiée .....	90
Figure A.1 : Schéma expliquant la propagation du décrochage tournant .....	100
Figure A.2 : Schéma représentant les différents types de décrochage tournant.....	101
Figure B.1 : Courbe caractérisant les instabilités statiques et dynamiques d'un compresseur.....	102
Figure B.2 : Différents modèles de compresseur utilisés pour décrire les instabilités.....	103
Figure C.1 : Schéma du modèle du résonateur d'Helmholtz .....	105



Figure C.2 : Schéma du modèle de Greitzer .....	106
Figure C.3 : Système masse ressort analogue au phénomène de pompage.....	109
Figure E.1 : Schéma du tube utilisé pour la simulation .....	112
Figure E.2 : Variation de la pression en fonction du nombre d'itérations .....	113
Figure F.1 : Variation de la pression en sortie du compresseur en fonction du nombre d'éléments .....	115
Figure G.1 : Variation de la pression en sortie de la roue centrifuge en fonction du nombre d'éléments .....	116
Figure G.2 : Variation du rendement isentropique en fonction du débit massique de l'étage axial .....	117
Figure G.3 : Variation du rendement en fonction de la vitesse de rotation de l'impulseur .....	118
Figure H.1 : Variation du débit en fonction du nombre d'éléments pour MFR+S1+S2.....	119
Figure H.2 : Variation du débit en fonction du nombre d'éléments pour la roue centrifuge .....	120
Figure H.3 : Maillage du diffuseur tube .....	121
Figure H.4 : Cycle de pompage avec la géométrie initiale et l'interface <i>Frozen</i> .....	122
Figure H.5 : Variation du coefficient de pression et de débit en fonction du temps adimensionnels pour différents $\Delta t$ .....	123
Figure I.6: Variation de pression en fonction du temps adimensionnel à différents étages pour deux différents $\Delta t$ .....	124

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

AV	Additionnal Variable
CEL	CFX Expression Language
CFD	Computational Fluid Dynamics
IGV	Inlet Guide Vane
MFR	Mixed Flow Rotor
MIT	Massachusetts Institute of Technology
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
PWC	Pratt & Whitney Canada
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
SST	Shear Stress Transport

$B$	Coefficient de Greitzer
$c$	Célérité du son
$f_h$	Fréquence d'Helmholtz
$K_t$	Coefficient de la vanne
$L_c$	Longueur effective du compresseur
$l_c$	Longueur adimensionnelle du compresseur
$M$	Nombre de Mach
$\dot{m}$	Débit massique
$N$	Vitesse de rotation du compresseur en tr/min
$Nloop$	Nombre de sous-itérations

$P$	Pression
$R$	Rayon moyen
$S_c$	Section effective du compresseur
$T$	Température
$t$	Temps
$U$	Vitesse au rayon moyen du compresseur
$V_p$	Volume du plenum
$v$	Vitesse du fluide
$\gamma$	Coefficient adiabatique
$\Delta t$	Pas de temps
$\xi$	Temps adimensionnel
$\rho$	Masse volumique
$\sigma$	Force adimensionnelle
$\tau$	Délai de réponse du compresseur
$\Phi$	Débit massique adimensionnel
$\psi$	Pression adimensionnelle
$\omega_h$	Pulsation d'Helmholtz

## LISTE DES ANNEXE

ANNEXE A -	APPARITION DU DÉCROCHAGE TOURNANT .....	100
ANNEXE B -	INSTABILITÉS STATIQUES ET DYNAMIQUES.....	102
ANNEXE C -	COMPLÉMENTS SUR LES MODÈLES ANALYTIQUES .....	105
C.1	Résonateur d’Helmholtz.....	105
C.2	Modèle 1D de Greitzer simplifié.....	106
C.3	Modèle linéaire.....	108
ANNEXE D -	IMPLÉMENTATION NUMÉRIQUE .....	110
D.1	Code variable additionnelle.....	110
D.2	Implémentation CEL .....	110
ANNEXE E -	IMPORTANCE DE LA VARIABLE ADDITIONNELLE.....	112
ANNEXE F -	ÉTUDE DE MAILLAGE DU MIT GTL-LS3.....	114
ANNEXE G -	ÉTUDES COMPLÉMENTAIRES DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE...	116
G.1	Convergence du maillage .....	116
G.2	Amélioration de la vitesse de rotation.....	117
ANNEXE H -	ÉTUDES COMPLÉMENTAIRES POUR LE COMPRESSEUR PRATT & WHITNEY CANADA .....	119
H.1	Étude de maillage .....	119
H.2	Problème de convergence du diffuseur tube .....	121
H.3	Résultat de pompage du compresseur PWC avec diffuseur tube et interface <i>Frozen</i> ..	122
H.4	Étude du pas de temps du compresseur Pratt & Whitney Canada .....	123

## CHAPITRE 1 INTRODUCTION

Les turbomachines sont aujourd'hui utilisées dans de nombreux domaines, comme la production d'énergie, l'automobile, la propulsion aéronautique, ... Leur fonctionnement est basé sur le transfert d'énergie entre une partie mécanique tournante et un fluide. Cet échange peut être à la fois génératif (compresseur) comme réceptif (turbine).

Au sein des moteurs d'avion à turbine à gaz, les deux types d'échanges sont effectués. Quel que soit la nature du moteur (turboréacteur, turbosoufflante, turbopropulseur,...), leur principe physique de fonctionnement reste le même. Le fluide va dans un premier temps voir sa pression augmenter, à travers un compresseur. Puis au sein de la chambre à combustion, l'énergie totale du fluide est augmentée par un apport calorifique (combustion du kérosène). Enfin, le fluide est détendu à travers une turbine qui va redistribuer son énergie au compresseur et à la charge utile (hélice, soufflante,...). C'est en général cette dernière, en collaboration avec l'expulsion de fluide par la tuyère, qui crée la propulsion nécessaire au déplacement de l'avion.

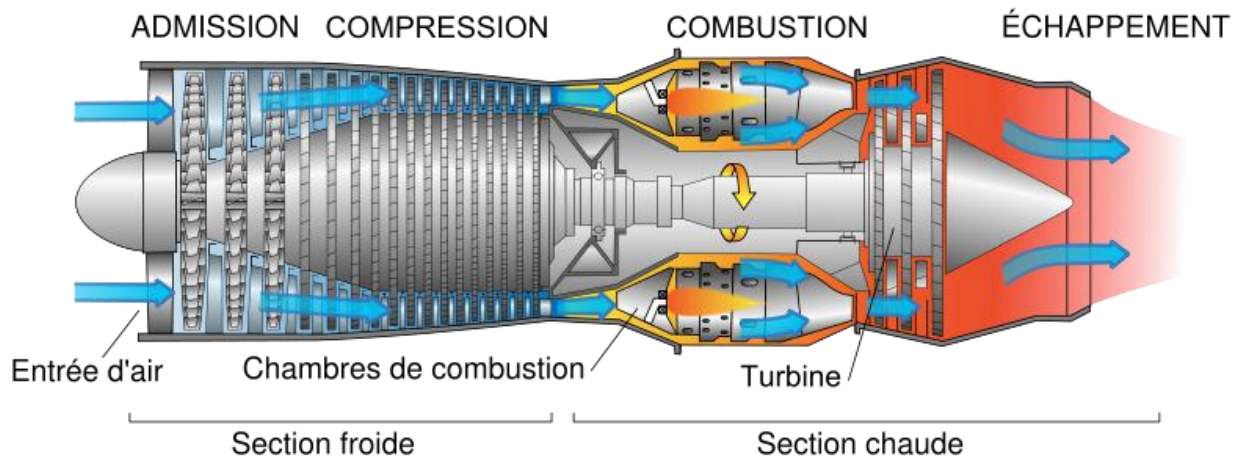


Figure 1.1: Exemple d'un turboréacteur [1]

## 1.1 Généralités sur les compresseurs

Les compresseurs sont des composants critiques des turboréacteurs car leurs performances vont avoir des conséquences directes sur le fonctionnement global du moteur (rendement, consommation de carburant,...). Ils sont généralement constitués de plusieurs étages, qui peuvent être axiaux comme centrifuges. Un étage contient toujours une roue d'aubages (ou de pales) tournante à grande vitesse (rotor ou impulseur), permettant d'augmenter la vitesse absolue du fluide, et une roue fixe (stator ou diffuseur), qui va transformer cette énergie cinétique en pression.

Les moteurs d'avion sont aujourd'hui fréquemment dotés d'un compresseur multi-étagé composés de plusieurs étages axiaux en amont suivi d'un étage centrifuge en aval. Dans les compresseurs centrifuges, contrairement aux compresseurs axiaux, le fluide est évacué perpendiculairement à l'axe de rotation, leur permettant d'avoir des meilleurs rapports de pression (pouvant aller jusqu'à 10 par étage, contre seulement 1,5 pour un étage axial). Cependant, comparés aux compresseurs centrifuges, les compresseurs axiaux supportent un débit d'air beaucoup plus élevé. De plus, ils peuvent être assez facilement combinés en série, contrairement aux compresseurs centrifuges qui ont besoin d'un système de connexion plus complexe.

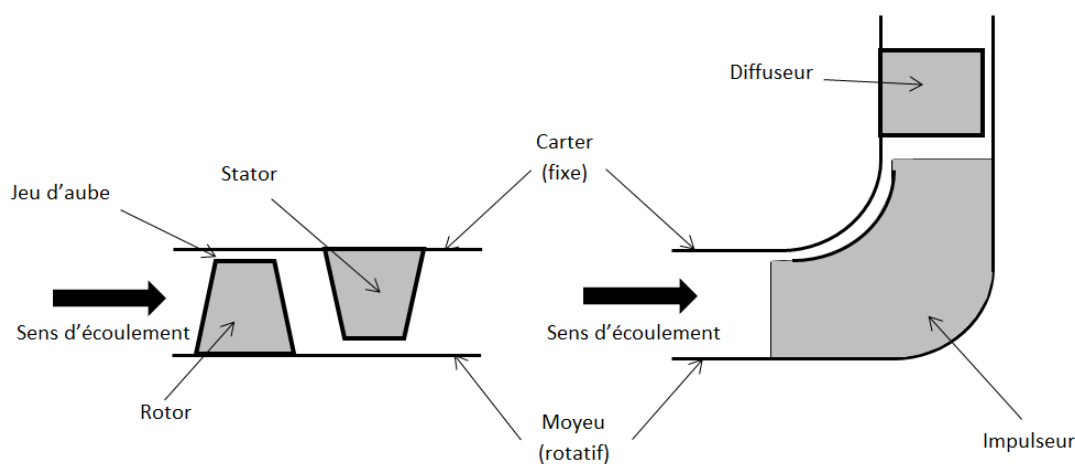


Figure 1.2: Schéma d'un étage axial (gauche) et centrifuge (droite)

La performance des compresseurs en régime permanent est représentée par des courbes caractéristiques dont l'abscisse indique le débit massique et l'ordonnée le rapport de pression. Comme il est possible de l'observer sur la Figure 1.3, pour une courbe caractéristique donnée (représentant une vitesse de rotation fixe), plus le débit diminue, plus la pression augmente. L'ensemble des courbes caractéristiques du compresseur, obtenues en faisant varier la vitesse de rotation, s'appelle carte du compresseur.

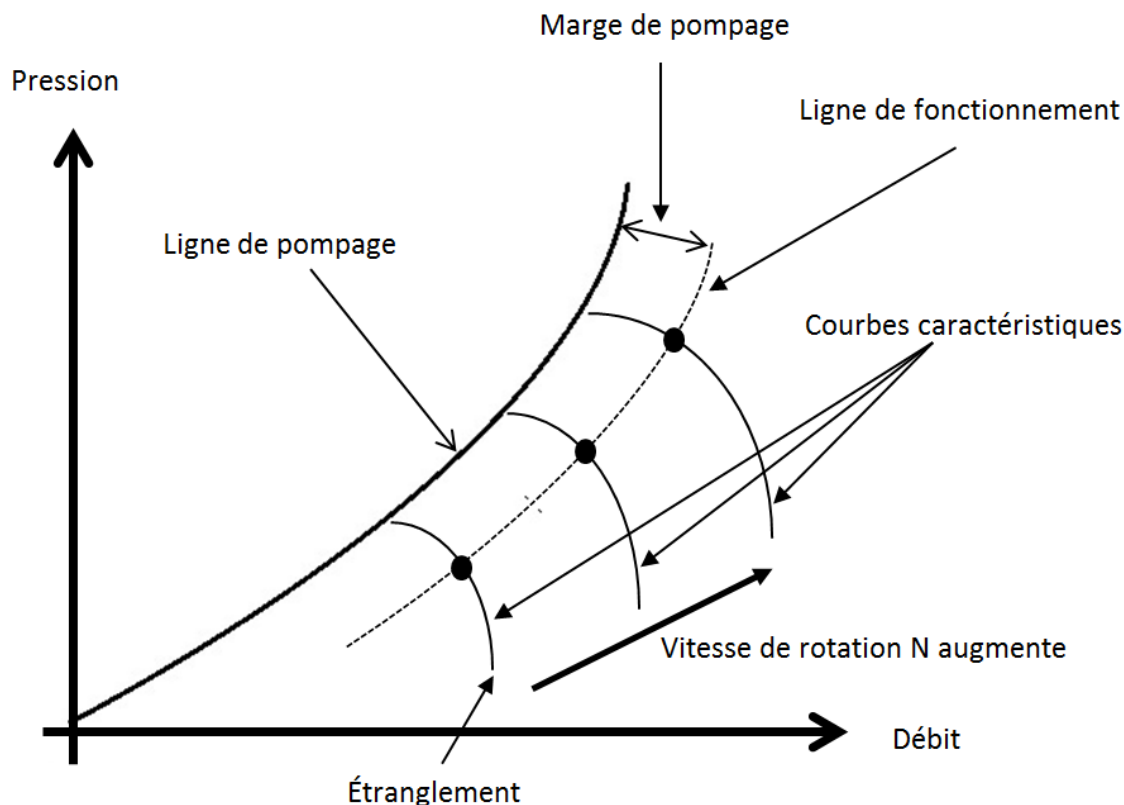


Figure 1.3: Courbes caractéristiques d'un compresseur

Pour une vitesse de rotation donnée, le point de fonctionnement en régime permanent correspond à l'intersection de la courbe caractéristique et de la courbe de réseau (appelée également courbe de charge ou de vanne, Figure 1.4). La courbe de réseau correspond, en réalité, à la charge demandée par la turbine (perte de pression à travers la turbine pour un débit donné) qui va être compensée par l'augmentation de pression fournie par le compresseur.

Expérimentalement, il est possible de représenter le comportement de la turbine par une simple vanne. Ainsi, en variant l'ouverture de la vanne, il est envisageable d'obtenir plusieurs points de fonctionnement du compresseur. Plus la vanne est fermée, plus la pente de la courbe sera importante.

En réalité, pour une vitesse de rotation fixe de la turbine (souvent identique à celle du compresseur), la courbe de charge de la turbine est unique. Ainsi, en régime permanent, pour chaque vitesse de rotation, un seul point de fonctionnement existe. L'ensemble de ces points est représenté par ce que l'on appelle la ligne de fonctionnement (Figure 1.3).

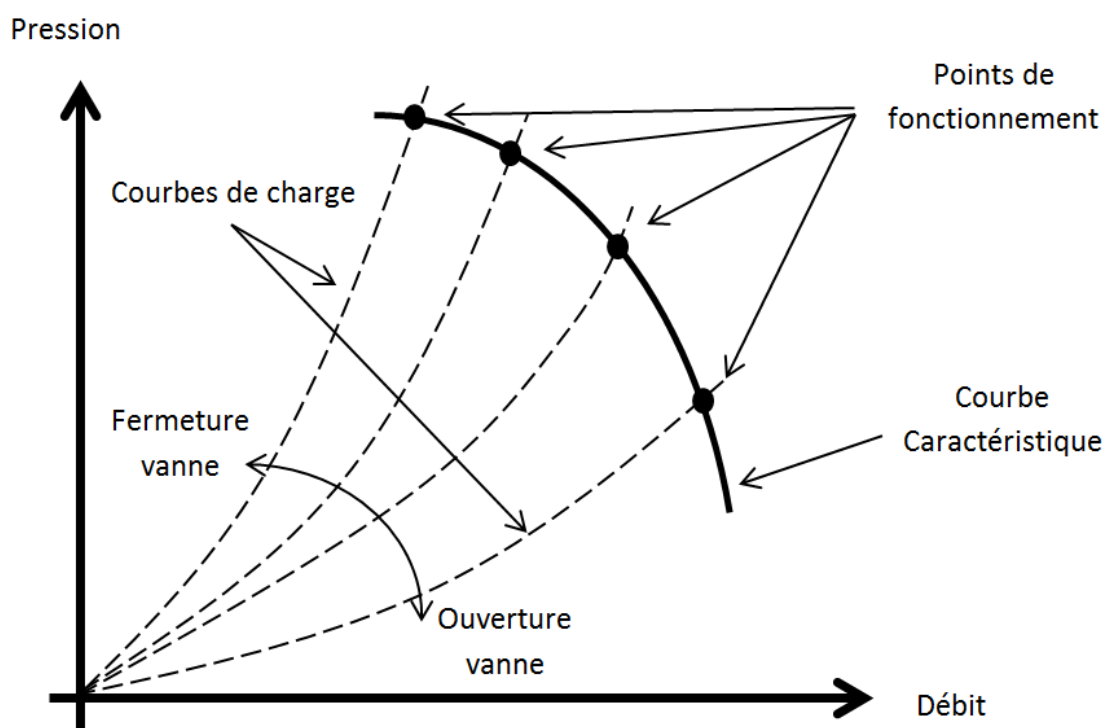


Figure 1.4: Points de fonctionnement d'un compresseur

Il est possible d'observer sur les Figures 1.3 et 1.4 que la plage d'utilisation d'un compresseur à vitesse fixe peut être relativement faible. En effet, la courbe caractéristique est limitée par deux phénomènes : l'étranglement (*choke*) pour les débits les plus élevés (augmentation de pression quasi nulle), et les instabilités aérodynamiques sous forme de pompage ou de décrochage tournant pour les plus faibles débits.



## 1.2 Les instabilités aérodynamiques du compresseur

Pour commencer, il semble important de bien comprendre ce que signifie le terme stabilité. La définition utilisée par Betchov and Criminale [2] est la suivante : la stabilité peut être définie comme la capacité d'être insensible aux petites perturbations . En d'autres termes, notre système sera instable si, suite à une petite perturbation (de débit par exemple), le compresseur ne retrouve pas son point de fonctionnement.

À vitesse de rotation fixe, lorsque le débit au sein du compresseur diminue en dessous d'une valeur critique, représentée sur la Figure 1.3 par l'intersection d'une courbe caractéristique avec la ligne de pompage, des instabilités aérodynamiques apparaissent. Emmons [3] fut le premier à remarquer que ces instabilités pouvaient aboutir à deux types de phénomènes : le décrochage tournant ou le pompage.

Le décrochage tournant (*Rotating Stall*) est une instabilité généralement bidimensionnelle pour laquelle le flux d'air n'est plus uniforme suivant la direction azimutale (schéma de la Figure 1.5). Des cellules de décrochages (avec une déficience en vitesse méridionale) sont présentes sur certaines pales, et elles se déplacent circonférentiellement à une vitesse ( $v_c$ ) inférieure à la vitesse de rotation du rotor [4]. La présence de ces cellules va induire un blocage partiel du flux au sein du compresseur, ce qui va engendrer une chute de débit et du taux de pression. Ces instabilités sont souvent responsables de phénomènes vibratoires qui peuvent créer des dommages à la machine [5]. La théorie d'Emmons [3] pour l'apparition et la propagation de ces cellules est décrite dans l'Annexe A.

Une des caractéristiques du décrochage tournant est que le comportement moyenné du débit et de la pression en sortie est stationnaire dans le temps, alors que le comportement interne au sein du compresseur est instationnaire. La Figure 1.5 représente tout à fait ce phénomène, puisqu'il est possible d'observer qu'après avoir franchi la ligne de pompage, le compresseur s'est stabilisé en un point de fonctionnement fixe, mais bien inférieur en rapport de pression à ce qu'il pourrait produire.

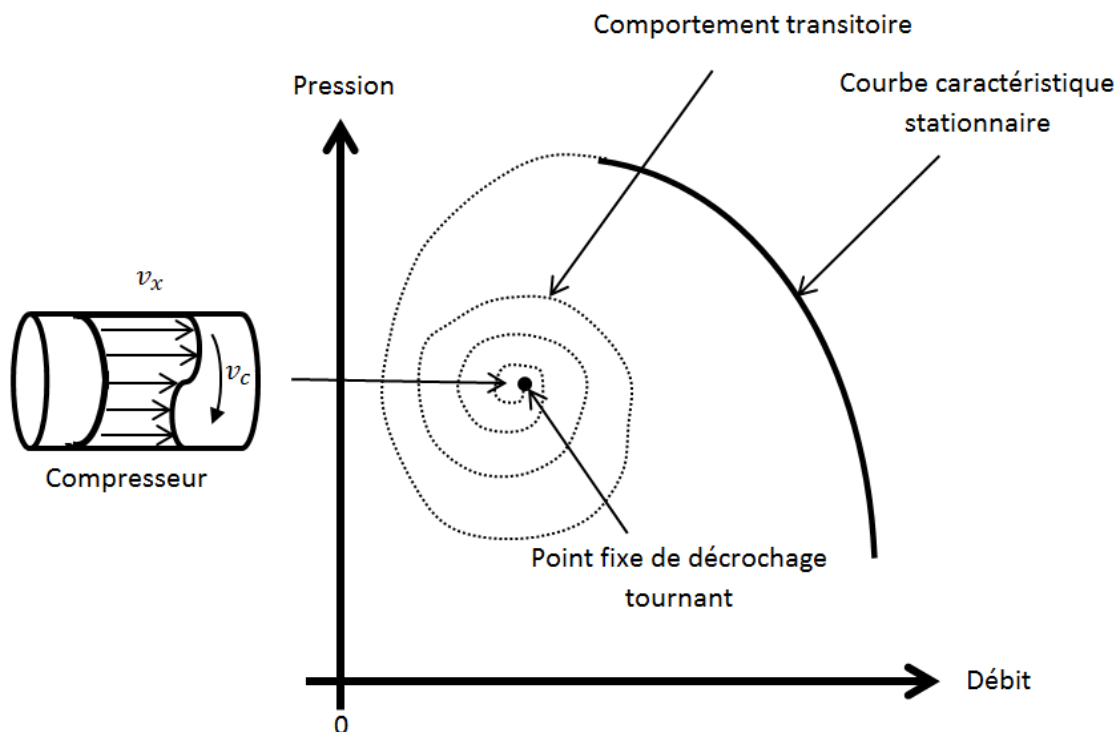


Figure 1.5: Comportement du compresseur lors du décrochage tournant

L'apparition du décrochage tournant est parfois assez difficile à observer, mais il est souvent précurseur à son homologue [6], beaucoup plus dangereux et destructif : le pompage.

Le pompage (*Surge*), contrairement au décrochage tournant, est une instabilité unidimensionnelle, caractérisée par une oscillation quasi-axisymétrique du débit à travers la turbine à gaz. Ce phénomène survient lorsque le compresseur n'arrive plus à fournir la pression nécessaire pour maintenir celle présente dans la chambre à combustion. Un refoulement partiel ou total de l'écoulement vers l'avant du moteur peut alors être observé. Une fois la chambre à combustion vidée, le compresseur arrive de nouveau à permuter le sens d'écoulement du flux d'air et à augmenter la pression dans la chambre, jusqu'à l'atteinte d'une pression critique de décrochage. Le compresseur rentre donc dans un cycle qui se répète perpétuellement.

Le retour de gaz lors du pompage peut créer des dégâts critiques sur les aubages du compresseur à cause des contraintes et des températures importantes présentes (le flux provenant de la chambre à combustion) pendant le phénomène.

Le pompage est donc caractérisé par une grande variation du débit et de la pression au sein du moteur. Contrairement au décrochage tournant pour lequel les oscillations sont rapides (50-100Hz), les cycles de pompage du compresseur sont beaucoup plus long (3-10Hz) [7]. De plus, le flux à travers le compresseur est cette fois-ci instationnaire mais circonférentiellement quasi-uniforme.

Il existe quatre catégories de pompage [8] :

- **Un pompage moyen**, avec des petites oscillations qui sont proches de la résonance d'Helmholtz.
- **Un pompage classique**, qui correspond à de grandes oscillations de débit et une faible fréquence, mais pas d'inversion de flux.
- **Un pompage modifié**, qui est un mixte du pompage classique et d'un décrochage tournant.
- **Un pompage profond**, qui correspond à un pompage classique beaucoup plus violent, pendant lequel l'inversion du flux a lieu.

La Figure 1.6 montre la réponse du compresseur lors d'un pompage profond, qui correspond souvent au cas observé industriellement.

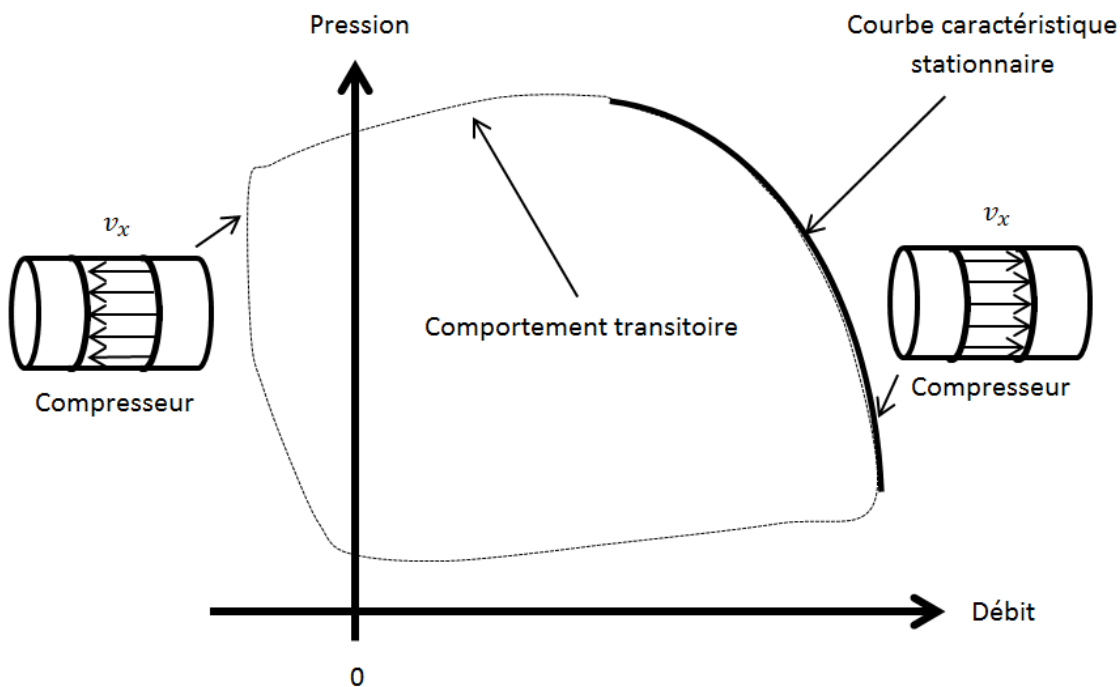


Figure 1.6: Comportement du compresseur lors d'un pompage profond

Afin de mieux comprendre la différence physique entre le pompage et le décrochage tournant, il est intéressant de s'appuyer sur les Figures 1.5 et 1.6. À vitesse constante, le facteur le plus influent est le volume de la chambre à combustion [9, 10]. Plus ce dernier augmente, plus le système sera susceptible au pompage. En effet, lorsque le point critique d'instabilité est atteint, le compresseur n'alimente plus en air la chambre à combustion. En revanche, l'air de la chambre continue de s'échapper à travers la turbine. La vitesse à laquelle la pression au sein de la chambre à combustion va diminuer sera donc proportionnelle à la quantité de masse d'air stockée, c'est-à-dire au volume de la chambre. Ainsi, lors du pompage de la Figure 1.6, la vitesse à laquelle la pression diminue est suffisamment lente pour que le flux soit inversé, contrairement au cas du décrochage tournant de la Figure 1.5 où cette diminution est beaucoup plus rapide.

Quel que soit le phénomène engendré (décrochage tournant ou pompage), il est crucial pour le bon fonctionnement et la durée de vie du compresseur d'éviter à tout prix ces instabilités.

Cette limite à ne pas dépasser est représenté sur la Figure 1.3 par la ligne de pompage. Afin de s'assurer de ne pas dépasser ce seuil, la notion de marge de stabilité (ou de pompage) a été mise en place. Elle représente une distance de sécurité entre la ligne de pompage et la ligne de fonctionnement (Figure 1.3).

Une valeur élevée de marge de pompage est nécessaire puisque la ligne de pompage va bouger en fonction des conditions de fonctionnement du moteur. Des paramètres comme la l'uniformité de l'écoulement d'entrée, la variation du jeu d'aube par dilatation thermique ou usure du carter, ou encore l'accélération/décélération du moteur peuvent modifier la localisation du seuil de stabilité. Ainsi, en prenant une valeur élevée de marge, le concepteur s'assure que le pompage ne survient jamais. Ce dernier perd cependant une plage de fonctionnement dans laquelle le rapport de pression et le rendement du compresseur peuvent être maximaux.

## 1.3 Problématique

L'occurrence du pompage est inévitable pour un compresseur, notamment lors de sa phase de développement. En effet, il est nécessaire de caractériser expérimentalement l'enveloppe d'opération du compresseur, incluant les instabilités aérodynamiques menant vers le pompage du moteur.

Pour éviter que les composants du moteur soient sévèrement endommagés, il est nécessaire de connaître le comportement du flux d'air dans le compresseur lors du pompage, notamment dans le but de calculer les forces exercées sur les aubes ainsi que les pressions et les températures extraites dans le compresseur pour le refroidissement des turbines.

Le pompage est une instabilité *dynamique* [7] dont le comportement dépend non seulement du compresseur, mais également des composants qui l'entourent (chambre à combustion, turbine, conduites,...détail en Annexe B). Ainsi, afin de modéliser et de caractériser un pompage au sein d'un compresseur, il est nécessaire de prendre en compte tous les composants du moteur [11].

L'utilisation de la CFD pour la représentation d'un tel phénomène n'existe pas aujourd'hui, faute de moyen technologique. En effet, il serait nécessaire de mailler et résoudre de façon instationnaire les équations de Navier-Stokes pour le passage du flux d'air dans l'intégralité du moteur (compresseur, turbine, chambre à combustion,...).

Des modélisations analytiques 1D ou 2D ont alors été créés par Greitzer [9] notamment. Cette théorie repose sur le principe « *actuator disk* ». Chaque élément du moteur est représenté par un disque d'épaisseur infinitésimale, gouverné par une ou plusieurs équations. Bien que ce modèle permette de représenter rapidement et assez fidèlement le pompage au sein du compresseur, il ne peut être utilisé par les ingénieurs lors de la conception du compresseur. En effet, cette théorie s'appuie sur des courbes caractéristiques axisymétriques qui couvrent le domaine stable et le domaine instable du compresseur, ce dernier ne pouvant être que difficilement obtenue expérimentalement (la simulation numérique étant trop délicate à converger dans la zone instable du compresseur).

Ainsi, en l'absence de méthodes de prédictions fiables des conditions d'écoulement lors d'un pompage, les motoristes aéronautiques sont vulnérables à des excédents de coûts et de délais qu'impliquent une revue de la conception des aubes lorsque les dommages subis sur le prototype sont critiques.

L'objectif de cette étude est donc de mettre en place un outil pratique qui permettrait, lors de la phase de conception, de prédire les conditions d'écoulement dans le compresseur lors du pompage afin de prédire les forces subies par les aubes ainsi que conditions limites du système d'extraction d'air de refroidissement de la turbine.

Les constructeurs misent aujourd'hui fortement sur la simulation numérique afin d'effectuer dans son intégralité la conception de compresseurs multi-étagés, permettant entre autre de diminuer fortement les essais expérimentaux, et ainsi de réduire les coûts. L'ajout d'un module supplémentaire au logiciel de volume fini (dans notre cas CFX), permettant de simuler le pompage, apparaît donc dans la continuité de la volonté des concepteurs de compresseur.

Afin de rendre technologiquement réalisables des calculs de pompage, il est nécessaire de minimiser le domaine de simulation numérique tout en gardant la physique nécessaire pour représenter adéquatement le phénomène. L'idée est de pouvoir coupler des simulations numériques effectuées sur le compresseur (CFD) avec des modèles mathématiques qui représentent le comportement des autres éléments du moteur (turbine, chambre à combustion, tuyères,...). La simulation d'un compresseur multi-étagé au complet étant impraticable à moyen termes faute de ressources, l'aspect quasi-axisymétrique du pompage permet de réduire le domaine de simulation en incluant qu'un seul passage d'aube par roue. Il faut noter que cette approche implique l'impossibilité de capturer le décrochage tournant qui est, rappelons-le, un phénomène bidimensionnel, pendant lequel l'écoulement varie dans la direction circonférentielle.

## 1.4 Organisation du mémoire

Le mémoire est divisé en cinq principales parties.

Suite à l'introduction précédente, le chapitre 2 présente un état de l'art des différentes méthodologies développées ces dernières années pour simuler le pompage au sein d'un compresseur. La méthodologie de Greitzer, ainsi que ses résultats sont détaillés. Puis les modèles numériques les plus pertinents par rapport aux objectifs de cette étude sont résumés et discutés.

Le chapitre 3 présente la méthodologie proposée pour simuler le pompage au sein d'un compresseur multi-étagé. Les différentes équations utilisées y sont développés, et les conditions limites finales utilisées sont décrites. Les géométries des différents compresseurs simulés sont également détaillées, ainsi que les étapes suivies pour simuler leur pompage.

Le chapitre 4 expose les résultats obtenus pour le compresseur basse vitesse. Une fois tous les paramètres validés, ces résultats sont comparés avec les données expérimentales disponibles, permettant d'améliorer certains points de la modélisation.

Enfin, l'adaptabilité du modèle et sa robustesse sont testés au travers du chapitre 5, grâce à deux géométries de compresseurs aux caractéristiques différentes, qui permettent de mettre en avant les avantages ainsi que les limites du modèle.

## CHAPITRE 2 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE : LE POMPAGE

Dans le chapitre précédent, le rôle important du compresseur au sein d'un moteur d'avion, notamment lors de l'apparition du pompage a été abordé. Des objectifs vis-à-vis de la connaissance en phase de conception de cette instabilité ont été fixés.

Ce chapitre résume dans un premier temps, les principales caractéristiques de la théorie développée par Greitzer, qui constitue, aujourd'hui, la base de toutes recherches sur les instabilités aérodynamiques des compresseurs. Ensuite, un état de l'art sur le comportement transitoire du compresseur lors du pompage est présenté, comparant l'adaptabilité des modèles développés à la problématique dictée lors du chapitre précédent.

### 2.1 Le modèle de Greitzer : la Base

#### 2.1.1 Emmons, le précurseur

Emmons [3] fut le premier à noter la présence de deux phénomènes instables, observables sur différents compresseurs étudiés : le décrochage tournant et le pompage. Bien qu'il réussisse à proposer une explication physique de l'apparition et de la propagation du décrochage tournant, il ne fut pas capable d'élucider les paramètres déterminant la prédominance d'un des deux phénomènes. Il associa cependant le pompage au résonateur d'Helmholtz (voir théorie en Annexe C.1). Cette analogie lui permis notamment d'obtenir un ordre de grandeur de la fréquence ( $f_h$ ) à laquelle oscillait le système en fonction du volume la chambre à combustion  $V_p$ , de la longueur  $L_c$  et de la surface  $S_c$  du compresseur, ainsi que de la vitesse du son  $c$ .

$$f_h = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_c}{V_p L_c}} \quad (2.1)$$

#### 2.1.2 La modélisation de Greitzer

Greitzer [9] fut le premier à réussir à modéliser les instabilités du compresseurs et à comprendre les différents facteurs rentrant en jeu dans la démarcation des phénomènes de décrochage tournant et de pompage.



Sa théorie fut inspirée de celle d'Emmons. En effet, il comprit que le meilleur moyen de comprendre et de modéliser les instabilités du compresseur était d'étudier le moteur dans son intégralité, et non pas chaque roue d'aubes du compresseur séparément.

Sa modélisation du moteur (Figure 2.1) contient un compresseur, suivi d'une conduite de longueur non négligeable, d'un plénum qui représente la chambre à combustion, et enfin une valve qui décrit le comportement de la turbine. Son système est supposé purement axial et incompressible. Seule la compressibilité de fluide au sein du plénum est prise en compte. La taille de ce dernier est supposée suffisamment importante pour que la vitesse du fluide soit considérée comme nulle, et que la pression, la masse volumique et la température soient supposées uniformes.

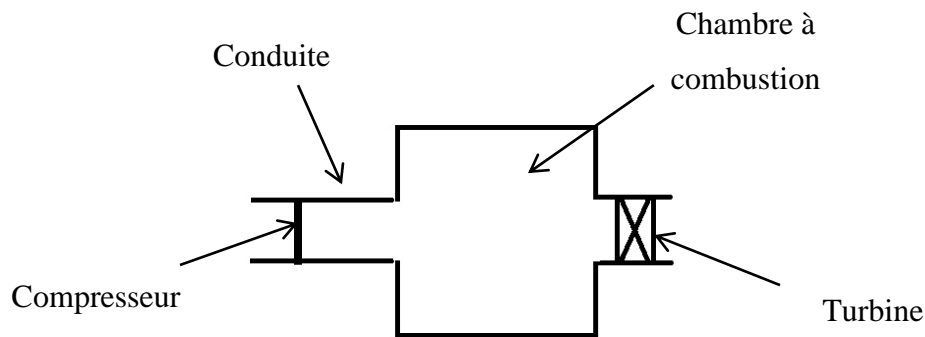


Figure 2.1: Schéma du modèle 1D développé par Greitzer

Il utilisa la théorie « *actuator disk* », qui considère le compresseur comme un disque d'épaisseur infinitésimale et se concentre sur le comportement des variables en entrée et en sortie de celui-ci. Pour un débit donné, l'augmentation de la pression de l'air à travers le compresseur est déduite de la courbe caractéristique en régime permanent du compresseur, auquel des termes sources représentant son comportement instationnaire (inertie et délais des pertes) sont greffés.

Les autres éléments du moteur sont également mis en équation par des principes physiques de base. La conduite d'entrée est représentée par l'équation de la quantité de mouvement, tandis que la conservation de la masse est utilisée au sein du plénum. En ce qui concerne la vanne, l'équation de perte singulière, reliant la pression au débit massique, est utilisée. Le détail des équations est résumé en Annexe C.2.

En linéarisant ces équations, une analogie avec un système masse ressort est fréquemment utilisée. Cette dernière permet également de mettre en avant la différence entre instabilités statiques et dynamiques [7] (Annexe C.3).

La Figure 2.2 compare les résultats théoriques obtenus par Greitzer avec les résultats expérimentaux. Le graphe représente la variation de pression adimensionnelle en fonction du débit adimensionnel. Le cycle de pompage obtenu théoriquement est qualitativement proche de celui obtenu expérimentalement.

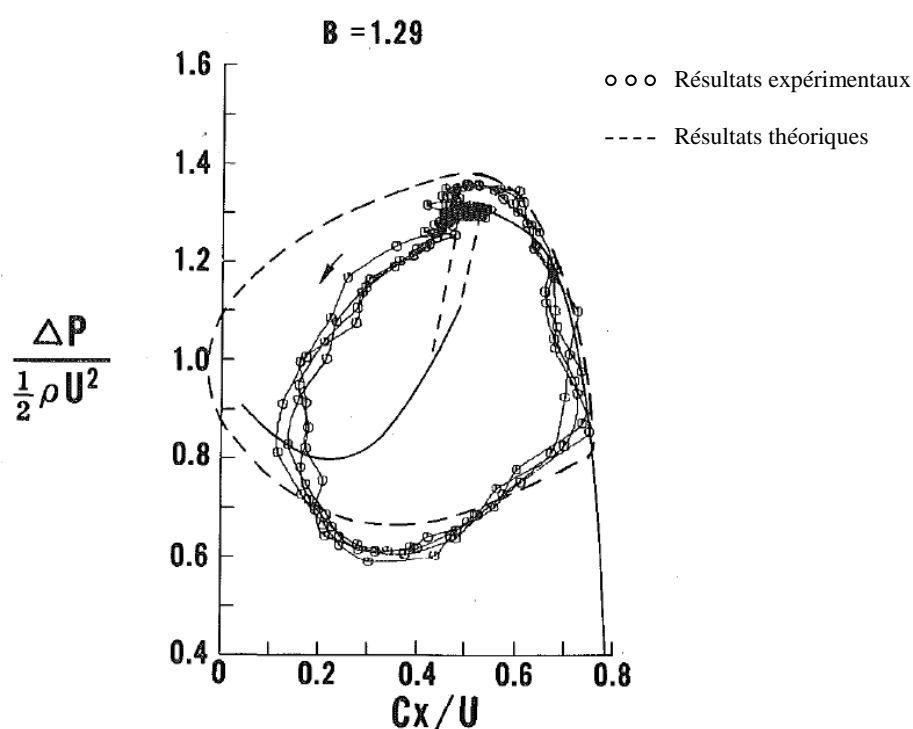


Figure 2.2: Comparaison des résultats expérimentaux et analytiques de Greitzer [12]

Malheureusement, Greitzer ne présente pas dans son article de comparaison théorique/expérimentale de la variation de pression et de débit en fonction du temps. Par conséquent, aucune confrontation des fréquences obtenues par les deux méthodologies ne semble avoir été effectuée.

### 2.1.3 Le coefficient B

Il ressort de la modélisation de Greitzer un coefficient B nommé par la suite à son nom. Greitzer remarqua, suite à de nombreuses simulations numériques, qu'en dessous de la valeur critique  $B=0.8$ , le système instable aura tendance à faire apparaître du décrochage tournant, tandis que le pompage sera présent pour les valeurs de B supérieures à 0.8.

$$B = \frac{U}{2c} \sqrt{\frac{V_p}{S_c L_c}} \quad (2.2)$$

Ce paramètre dépend de deux variables importantes, le volume de la chambre à combustion ( $V_p$ ) et la vitesse de rotation ( $U$ ) du compresseur. Une augmentation de vitesse du compresseur et/ou une augmentation du volume du plénum va avoir tendance à amener le système vers le pompage.

Ce coefficient peut notamment s'écrire en faisant apparaître la pulsation de résonance d'Helmholtz, montrant le lien fort du modèle de Greitzer avec celui d'Helmholtz.

$$B = \frac{U}{2\omega_h L_c} \quad (2.3)$$

Greitzer valida l'hypothèse de B critique expérimentalement en faisant varier la vitesse de rotation ainsi que le volume du plénum. La Figure 2.3 compare les résultats expérimentaux et théoriques.

Greitzer démontra par la suite que le coefficient B se comportait comme un coefficient de similitude pour les simulations de pompage. Ainsi, pour le même coefficient B, le comportement transitoire du compresseur sera le même lors d'un pompage. La Figure 2.4 valide cette hypothèse en comparant deux résultats expérimentaux. Pour les deux cas, le coefficient B est le même, et l'écoulement est toujours supposé incompressible. Dans le premier cas, le volume du plénum est élevé et la vitesse de rotation basse, alors que le deuxième cas a été effectué avec une vitesse de rotation élevée et un volume de plénum faible. Les cycles de pompes obtenus sont à toutes fins utiles identiques dans les deux configurations.

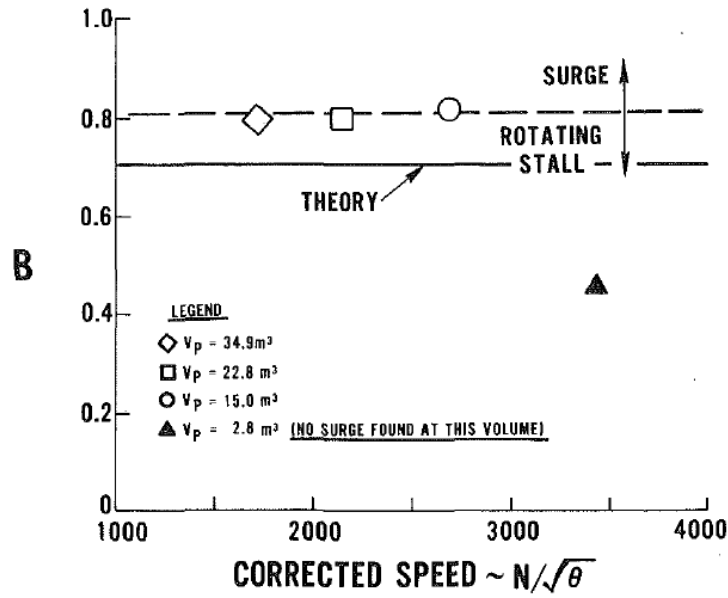


Figure 2.3: Validation du coefficient critique  $B$  expérimental et théorique [12]

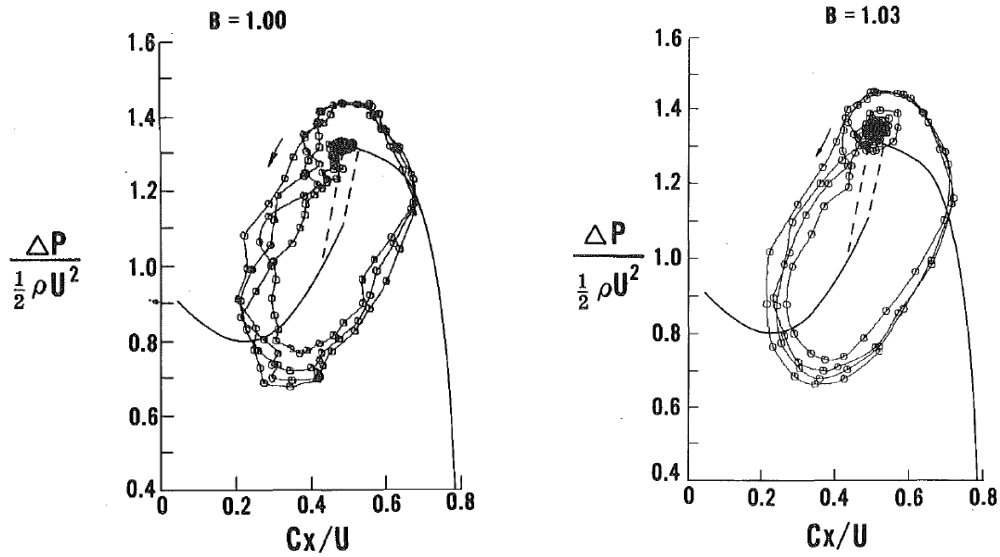


Figure 2.4: Comparaison expérimentale de 2 pompes de même coefficient  $B$  [12]

Cependant, de nouveau, Greitzer n'a pas comparé les variations temporelles de pression et de débit entre les deux configurations. Par conséquent, aucune conclusion ne peut être tirée quant à la similitude du coefficient  $B$  par rapport à la fréquence des oscillations.

Enfin, l'autre variable que Greitzer essaya de faire varier expérimentalement est la valeur de la longueur effective du compresseur  $L_c$ . Cependant, l'ajout d'une conduite plus longue viendrait venir modifier la courbe caractéristique du compresseur. Greitzer prétendit donc que des comparaisons avec et sans cet ajout ne peuvent être effectués. Néanmoins, il semblerait, d'après les résultats qu'il a obtenu expérimentalement (données expérimentales non présentées dans l'article), que l'influence de la longueur du compresseur sur son comportement lors du pompage soit semblable à ceux du volume du plénum et de la vitesse de rotation du compresseur.

### 2.1.4 Avantages et limites du modèle

Le modèle de Greitzer est très intéressant puisqu'il permet d'obtenir presque instantanément de bons résultats sur le comportement de la pression et du débit en sortie du compresseur lors du pompage.

Cependant, certains paramètres de la théorie s'opposent à une utilisation simple et rapide du modèle pour les concepteurs.

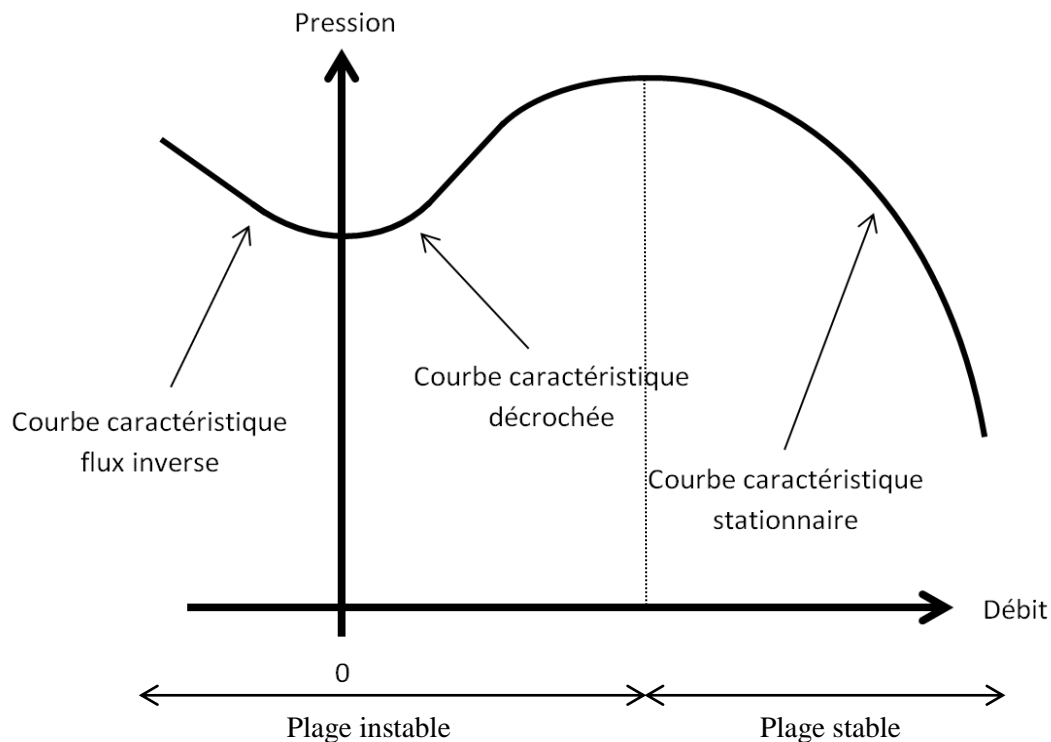


Figure 2.5: Courbe caractéristique axisymétrique complète d'un compresseur à vitesse donnée

Comme cité précédemment, la théorie doit s'appuyer sur la courbe caractéristique complète axisymétrique du compresseur. Celle-ci comprend non seulement la courbe caractéristique stationnaire (régime permanent) du compresseur, mais également les courbes caractéristiques décrochées et de flux inverses qui se situent en dehors de la plage stable de fonctionnement du compresseur (Figure 2.5).

La caractéristique axisymétrique de la plage instable reste très difficile à obtenir, que ce soit expérimentalement, puisqu'il est nécessaire de forcer et le débit (en imposant une soufflante en entrée et/ou en sortie du compresseur) et l'axisymétrie de l'écoulement, ou encore numériquement, puisque la convergence d'une telle situation non physique est très compliquée à obtenir. Ainsi, les courbes caractéristiques décrochées et flux inversées doivent être souvent supposées ou extrapolées à partir de la courbe caractéristique stable.

La complexité d'obtention de ces courbes ne rend pas l'outil utilisé pratique pour les concepteurs. De plus, la solution obtenue avec le modèle de Greitzer étant fortement dépendante de ces courbes, une mauvaise estimation de ces dernières peut grandement affecter et remettre en question les résultats.

Qui plus est, la méthode 1D initiale de Greitzer ne permet pas de prédire le comportement du fluide au sein du compresseur, mais seulement en sortie et en entrée de celui-ci. Par ailleurs, le modèle ne se limite qu'à prédire les pompages pour des compresseurs axiaux et à basses vitesses (incompressibles).

L'application et l'utilisation du coefficient  $B$  de Greitzer peut également être remis en cause. Day, suite à une étude expérimentale [6], a démontré que la valeur du  $B$  critique n'était pas universelle, car elle ne prenait pas en compte de nombreux critères comme par exemple le maximum de pression atteint par le compresseur lors du décrochage.

Il propose donc un coefficient  $\tilde{B}$ , inspiré de celui trouvé par McCaughan [13], qui permet d'obtenir de meilleurs résultats en considérant le maximum de pression ( $\psi_{peak}$ ) et son débit correspondant ( $\Phi_{peak}$ ). Cependant, ce coefficient critique n'est toujours pas universel puisque la valeur critique obtenue se situerait entre 1.1 et 1.3.

$$\tilde{B} = B \frac{\psi_{peak}}{\Phi_{peak}} \quad (2.4)$$

Enfin, Du [14], avec son modèle de résolution 1D des équations d'Euler, simula des pompes possédant le même coefficient  $B$ , mais de longueur de compresseur et de volume de plénum différents. La Figure 2.6 compare le cycle de pompage (pression en fonction du débit) ainsi que la variation de débit en fonction du temps. Ces résultats viennent contredire les suppositions de Greitzer. En effet, bien que le cycle de pompage entre les deux cas soit quasiment identique, il n'en est pas de même pour la fréquence des oscillations. Ainsi, il semblerait que le coefficient  $B$  ne puisse être considéré comme un coefficient de similitude.

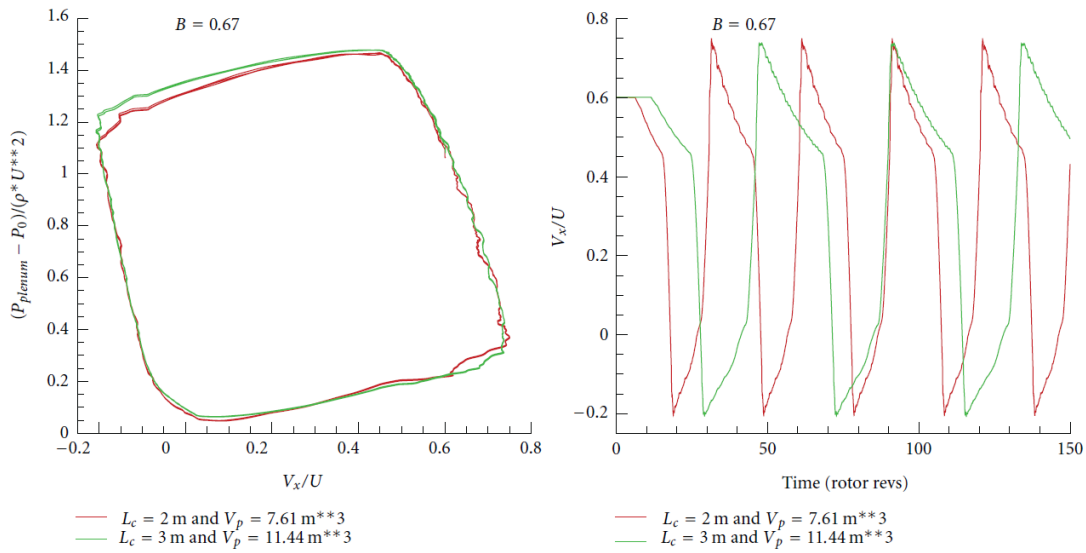


Figure 2.6: Résultat de pompage pour deux compresseurs de longueur différente,  $B=0.67$  [14]

Malgré cela, le modèle de Greitzer est aujourd'hui encore très utilisé et constitue la base de nombreuses recherches dans ce domaine.

## 2.2 L'état de l'art

Suite aux résultats de Greitzer, de nombreuses recherches et modélisations du phénomène de pompage ont été effectués, principalement dans deux directions.

La première repose sur l'apparition du décrochage tournant. En effet, Day [6] démontra que le pompage d'un compresseur était toujours précédé, lors d'une très courte période, par l'apparition du décrochage tournant. Ainsi, en trouvant les phénomènes précurseurs au

décrochage tournant, il serait possible de mettre en place des moyens de contrôle repoussant cette instabilité et par extension le pompage.

La deuxième conduit à l'étude du comportement du flux et son impact sur les différents éléments lors du pompage (*post stall*). Beaucoup moins d'études ont été effectuées là-dessus, puisque le raisonnement des chercheurs est basé sur le fait que si l'on évite l'apparition du décrochage tournant, on évite le pompage.

L'objectif principal de cette étude étant de déterminer le comportement du flux d'air pendant le pompage, c'est-à-dire après l'apparition du décrochage, seules les recherches liées au deuxième concept ont été étudiées et sont résumées ci-dessous.

Ces recherches peuvent être résumées en deux sous-catégories : méthodes analytiques ou numériques (CFD).

### 2.2.1 Modèles analytiques

La première sous-catégorie consiste à poursuivre le travail effectué par Greitzer en y apportant des améliorations. Ce dernier n'étant valable que pour un compresseur axial incompressible, Hansen [15] démontra expérimentalement que le modèle de Greitzer pouvait également être adapté à un compresseur centrifuge. Cependant, dans son cas, il nota que le coefficient  $B$  critique délimitant la frontière entre le pompage et le décrochage tournant ne correspond pas de la valeur fournie par Greitzer (0.105 au lieu de la valeur attendue 0.8). Il est donc possible de conclure que ce coefficient  $B$  (ou  $\tilde{B}$ ) ne possède plus aucune signification lorsque le compresseur se compose d'un élément centrifuge. De plus, à ce jour, aucune corrélation permettant de distinguer pompage et décrochage tournant n'a encore été trouvée lors de la présence d'un compresseur centrifuge [16].

Takata et Nagano [17], puis Moore et Greitzer eux-mêmes [18], ont par la suite travaillé sur un modèle 2D, permettant entre autre de décrire le comportement des cellules de décrochage tournant (nombre, vitesse, taille,...) et de démontrer l'existence d'un couplage entre le décrochage tournant et le pompage.

La plupart de ces études sont basées sur l'hypothèse d'écoulement incompressible. Dans le cas des compresseurs hautes vitesses, les modèles précédents ne permettent pas d'expliquer tous les phénomènes observés expérimentalement (comme par exemple la position du point



limite de stabilité se situant pour des débits plus élevés). Ce n'est qu'au début des années 1990 que des travaux ont été effectués sur l'effet de la compressibilité sur le pompage. Davis [19] et Eveker [20] ont développé des modèles 1D, mais ces derniers ne pouvaient que représenter le phénomène de pompage. Bonnaure [21] a lui développé un modèle 2D, proche de celui de Moore et Greitzer, permettant de mettre en avant les effets de la compressibilité sur le pompage et le décrochage tournant, mais s'appuyant sur certaines corrélations pour les pertes et la déviation de l'écoulement au bord de fuite des aubes qui apportent une perte de précision dans les résultats. Enfin, certaines études ont été effectuées sur l'influence de la variation de la vitesse de rotation sur le pompage, comme celles de Gravadahl et Egeland [22], analysant ainsi la possibilité d'un contrôle du phénomène par modification de cette vitesse.

### 2.2.2 Modèles Numériques (CFD)

L'utilisation de la CFD, ou plus précisément de la résolution numérique des équations de Navier-Stokes, correspond à la deuxième direction dans laquelle les recherches sur le pompage se sont dirigées. Il n'est cette fois-ci plus question d'utiliser un modèle général « *actuator disk* », mais bien d'utiliser une résolution par éléments finis (ou volumes finis). Cette méthode reste assez récente et limitée : en effet, afin de simuler le pompage au sein d'un compresseur, il est nécessaire de prendre en compte le système dans son intégralité, ce qui nécessite des ressources et des coûts de calculs très importants. La plupart des recherches dans ce domaine ce sont donc malheureusement limitées à l'étude de l'apparition du décrochage tournant, pour lequel des résultats peuvent être obtenus en étudiant seulement les pales d'un seul rotor ([23, 24]).

Des codes numériques 1D [14] et 2D [25, 26] furent, malgré tout, développés au cours de ces dernières années pour simuler le pompage au sein des compresseurs. Un tel choix permet notamment de diminuer de façon non négligeable les coûts de calculs. L'un des résultats les plus intéressants (et également plus récent) a été exposé par Du [14]. Il utilisa un code numérique 1D représentant les équations d'Euler, auquel il vient ajouter des termes sources de pertes et de déviations. Le moteur, comprenant le compresseur, les conduites, et le plénum sont maillés et simulés. Seule la condition de sortie est adaptée aux pertes singulières provoquées par la vanne. Les résultats numériques obtenus (Figure 2.6) sont très satisfaisants pour le modèle 1D qui est très rapide à résoudre. Ils ont été validés en les comparant avec des mesures expérimentales. Malheureusement, les expressions de pertes et de déviations basées sur des corrélations

empiriques s'appuient sur la courbe caractéristique complète du compresseur, difficile à obtenir lors de la phase de conception.

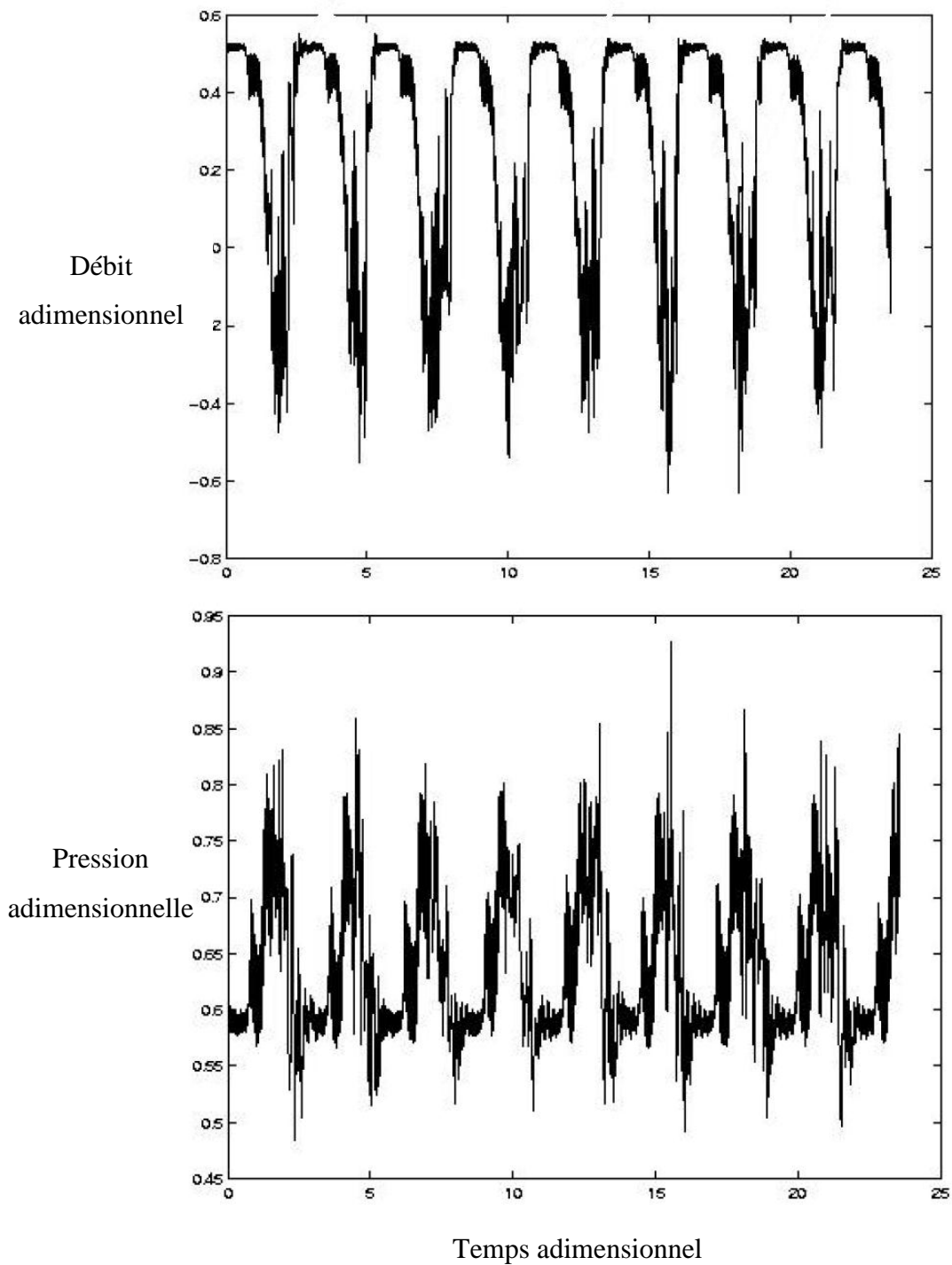


Figure 2.7: Variation temporelle de débit et de la pression adimensionnels lors d'un pompage simulé par Niazi [27]

Niazi [27] fut, le premier à utiliser un code CFD RANS de recherche 3D, instationnaire, compressible, pour simuler le pompage au sein d'un compresseur composé d'un seul rotor. Le rotor fut maillé dans son intégralité, et une fonction 1D ajoutée en sortie permet de simuler le comportement de la chambre à combustion lorsqu'elle possède un débit constant. Il ne prit donc pas en compte l'influence de la turbine ni celle de la conduite dans son modèle. Les résultats obtenus sont présentés Figure 2.7.

Ces résultats sont assez intéressants puisqu'il est possible d'observer la répétition cyclique des oscillations, ainsi que la possibilité d'un retour de flux. Cependant, ces cycles ne semblent pas parfaitement réguliers comme laisse sous-entendre les résultats expérimentaux de Greitzer (Figure 2.2) et numériques de Guo (Figure 2.6). Malheureusement, les résultats numériques obtenus n'ont pas été confrontés à des résultats expérimentaux.

Niazi, dont l'objectif principal était de valider un code numérique 3D permettant d'observer le décrochage tournant, était conscient que le débit constant imposé en sortie du plénum ne représentait pas la réalité, expliquant qu'il serait intéressant de prendre en compte l'influence de la turbine. De plus, son modèle permet de simuler le pompage au sein d'un seul rotor, et non un compresseur dans sa totalité.

Vahdati [28] utilisa lui aussi un code CFD RANS 3D de recherche pour simuler le pompage au sein d'un compresseur compressible, purement axial, composé de huit étages. Pour ce faire, il n'utilisa qu'un seul passage d'aube par étage, ces derniers étant reliés par des plans mélangés (*mixing planes*). Afin de représenter les autres éléments du moteur (chambre à combustion et turbine), il ajouta en sortie une simple tuyère convergente, de volume important, incorporée dans le domaine de simulation dans laquelle la résolution des équations de Navier-Stokes est également effectuée. La pression atmosphérique est imposée en sortie du système. Ainsi, pour modifier le point de fonctionnement du compresseur, Vahdati fait varier le diamètre de la tuyère. La géométrie de celle-ci, ainsi que le maillage associé, doivent donc être modifiés pour chaque point de fonctionnement du moteur désiré, ne rendant pas l'outil utilisé pratique. Les résultats qu'il obtint sont présentés dans la Figure 2.8.

Les mêmes commentaires que ceux effectuée pour Niazi peuvent être attribués à ces résultats, qui nécessitent, pour chaque diamètre de tuyère, trois à quatre semaines de calcul. De nouveau, aucune comparaison expérimentale n'a été effectuée et ne peut être effectuée. En effet,

il est difficile avec ce modèle de tuyère convergente de quantifier et de comparer l'influence de certains paramètres (par exemple le volume de la chambre à combustion) correspondant aux éléments liés au compresseur (turbine, chambre, conduite,...).

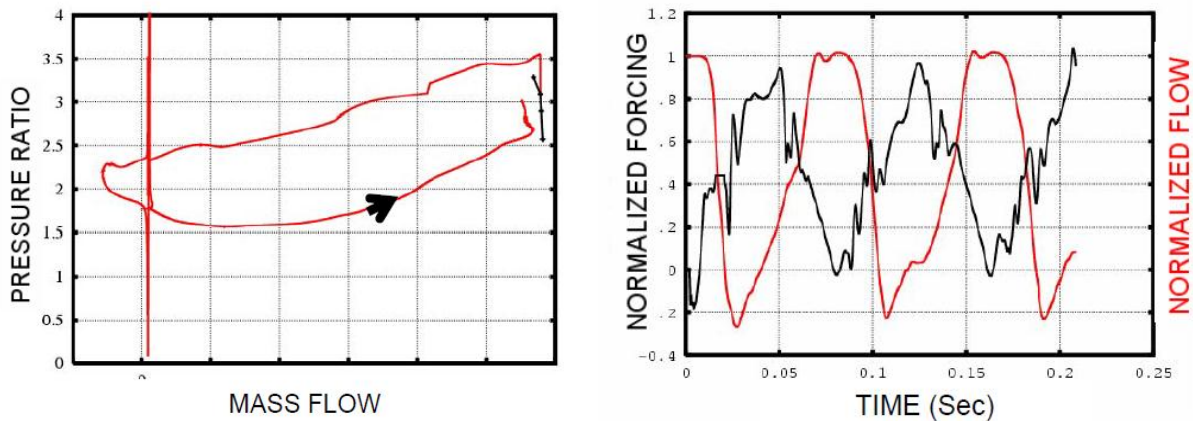


Figure 2.8: Résultats de pompage obtenus par Vahdati [28]

Ainsi, le type de modèle utilisé par Niazi, qui mixe résolution numérique des équations de Navier-Stokes et modèle mathématique 1D, semble plus intéressant que celui développé par Vahdati, puisqu'il permet de trouver un juste milieu entre temps de calcul et précision, tout en facilitant la comparaison entre le modèle numérique et le moteur réel.

Schmidtman [29] eut une idée similaire de couplage numérique avec modèle un 1D. En effet, il simula un pompage au sein du compresseur en résolvant les équations 2D ( $x-\theta$ ) d'Euler entre chaque roue, mais utilisa le modèle « *actuator disk* » pour représenter le comportement de chaque étage. De nouveau, l'appui des courbes caractéristiques totales est nécessaire, ne rendant pas l'outil développé pratique pour les concepteurs.

Guo [30, 31] s'inspira beaucoup du travail effectué par Niazi. Il utilisa un code CFD RANS commercial 3D instationnaire (ANSYS-CFX) pour étudier le comportement de l'écoulement au sein d'un seul compresseur centrifuge, simulé dans son intégralité. Il modélisa le comportement du plénum par une équation 1D. Cependant, il effectua la même erreur que Niazi en considérant un débit constant en sortie du plénum, et en ne prenant par conséquent pas en compte l'influence de la turbine. Les résultats obtenus (Figure 2.9), subissent, d'après l'auteur de

ce mémoire, les conséquences d'un tel choix. En effet, les cycles de pompages obtenus sont peu satisfaisants (cycles de pompage non réguliers) comparés à ceux observés par Greitzer expérimentalement (Figure 2.2).

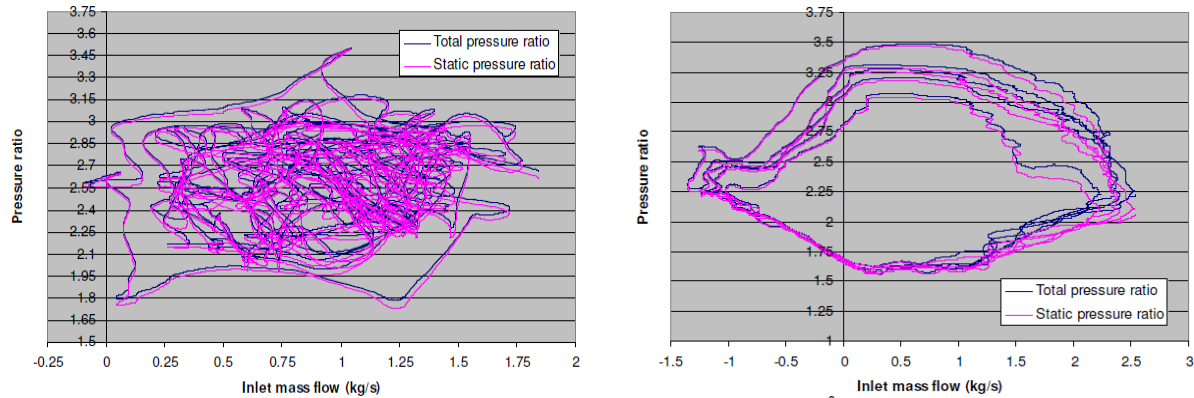


Figure 2.9: Résultats de pompage obtenus par Guo pour deux volumes de plénum différents [31]

## 2.3 Résumé de la revue bibliographique

Les méthodes analytiques développées ces dernières années pour le pompage ont l'avantage de donner rapidement à l'utilisateur de très bons résultats en termes de variation de pression et de débit à l'entrée et la sortie du compresseur. Malheureusement, ces dernières ne permettent pas de décrire l'évolution de ces variables au sein du compresseur. De plus, la théorie s'appuie sur des courbes caractéristiques complètes et axisymétriques du compresseur qui sont très difficiles à obtenir lors de la phase de conception.

En revanche, les méthodes par simulation numérique de l'écoulement (CFD) permettent d'avoir accès, lors du pompage du compresseur, à n'importe quelle information, peu importe sa localisation.

Néanmoins, les modèles numériques (CFD) 1D et 2D doivent s'appuyer sur des corrélations empiriques peu pratiques qui reposent, comme pour les méthodes analytiques, sur les courbes axisymétriques complètes du compresseur en régime stationnaire. De plus, ces codes ne se situent pas dans la continuité des méthodes actuelles de conception qui favorisent l'utilisation de codes 3D.

Les modèles CFD RANS 3D semblent donc être les plus intéressants pour la réalisation des objectifs. Le frein principal de leur utilisation est le temps de calcul nécessaire pour l'observation d'un cycle de pompage au complet. La méthode scientifique utilisée initialement par Niazi [27], qui consiste au couplage de la simulation numérique avec un modèle analytique 1D semble la plus adaptée. Cependant, contrairement à ses travaux, l'outil développé doit permettre de simuler un pompage dans un compresseur multi-étagé, qu'il soit axial et/ou centrifuge. L'utilisation d'un seul passage d'aube, reliés par des interfaces moyennées, utilisés par Vahdati [28], semble être un bon compromis entre précision et temps de calcul. Enfin, la possibilité du couplage de l'équation 1D , qui représente le comportement de la chambre à combustion, à un code commercial déjà validé, comme l'a effectué Guo [31], semble être une option intéressante qui suit la logique des concepteurs de turbomachines. Cependant, contrairement aux auteurs cités précédemment, le modèle 1D doit représenter tous les éléments constituant le moteur (notamment chambre à combustion et turbine) qui doivent être facilement quantifiables par rapport au modèle réel.

## CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE

Ce chapitre présente la méthodologie développée par l’auteur permettant de simuler le pompage au sein d’un compresseur multi-étagé. Dans la première partie, le principe utilisé, c’est-à-dire un couplage entre résolution numérique et analytique est tout d’abord présenté. Par la suite, l’implémentation numérique des équations analytiques est décrite. Puis les principales caractéristiques géométriques des compresseurs simulés sont détaillées. Enfin, la démarche utilisée afin d’obtenir les résultats de pompage est exposée.

### 3.1 Approche

#### 3.1.1 Principe général

Comme cité précédemment, l’approche du problème est dans la lignée de celle de Niazi [27] et de Guo [30, 31]. Le but est de créer un modèle hybride couplant résolution numérique des équations 3D de Navier-Stokes (CFD) et analytiques 1D (Figure 3.1). L’intérêt d’une telle combinaison est de trouver un juste milieu entre précision des résultats apporté par la CFD, et réduction des coûts liés à l’utilisation d’un modèle 1D.

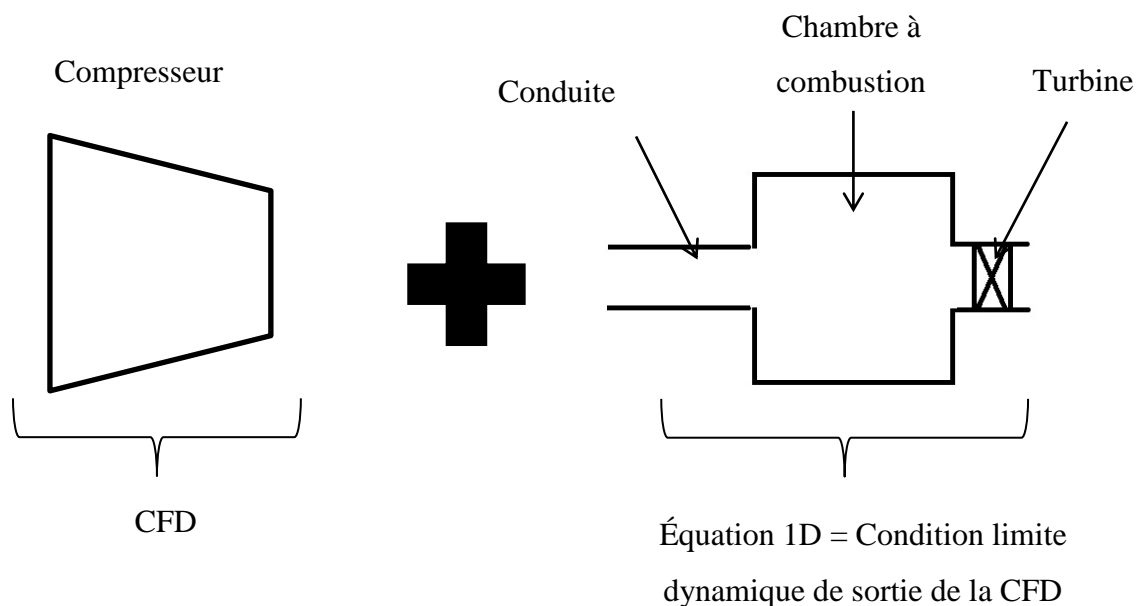


Figure 3.1: Principe général de la méthodologie utilisée

Tel qu'illustré sur la Figure 3.1, le compresseur est l'élément simulé en 3D par CFD puisqu'il représente le corps principal, déclencheur du pompage. Les autres éléments (conduites, turbines/vannes, chambre à combustion/plénum) seront eux représentés par des équations 1D, directement implantées comme conditions limites dynamiques à la sortie du domaine de simulation.

À l'inverse des auteurs cités précédemment (Niazi [27] et Guo [30, 31]), l'outil développé doit permettre de simuler un pompage dans un compresseur de plusieurs étages. Afin de rendre cette tâche réalisable, c'est-à-dire avec des ressources de temps de calcul raisonnables, chaque roue (stator ou rotor) n'est représentée que par un seul passage d'aube. Cet élément constitue l'hypothèse principale de cette recherche. En effet, le pompage est un phénomène axial quasi-unidimensionnel. Il a donc été supposé qu'un seul passage d'aube serait suffisant. La conséquence principale d'un tel choix est que le décrochage tournant, phénomène 2D rotationnel, ne peut être simulé. Il faut certifier que la simulation effectuée corresponde bien à un pompage et non pas un décrochage tournant « axisymétrique » n'ayant aucune signification physique. Pour cela, le coefficient  $B$  est utilisé pour les compresseurs axiaux basses vitesses (incompressibles), ainsi que la fréquence théorique d' Helmholtz, qui proche de celle du pompage, doit se situer aux alentours de 3 et 10 Hz [7]. Pour les compresseurs centrifuges, malheureusement, aucun critère n'existe aujourd'hui [16]. Les seules certitudes sont que le pompage est prédominant pour les compresseurs (axiaux, centrifuge, multi étages) tournant à haute vitesse utilisés dans l'industrie, et que la fréquence obtenue une fois la simulation effectuée doit également se trouver aux alentours de 3 à 10 Hz. Ce sujet sera rediscuté plus tard dans le mémoire.

### 3.1.2 Modélisation des conditions limites dynamiques

Comme cité précédemment, la chambre à combustion et la turbine sont essentielles à l'observation du pompage au sein du compresseur. Leur modélisation 1D s'inspire de celle effectuée par Greitzer [9]. La chambre à combustion sera considérée comme un plénum de volume  $V_p$ , dans lequel la pression  $P$ , la température  $T$  et la masse volumique  $\rho$  sont uniformes, tandis que la vitesse  $v$  du fluide est nulle. La turbine quant à elle sera modélisée par une vanne dont l'ouverture peut être modifiée.



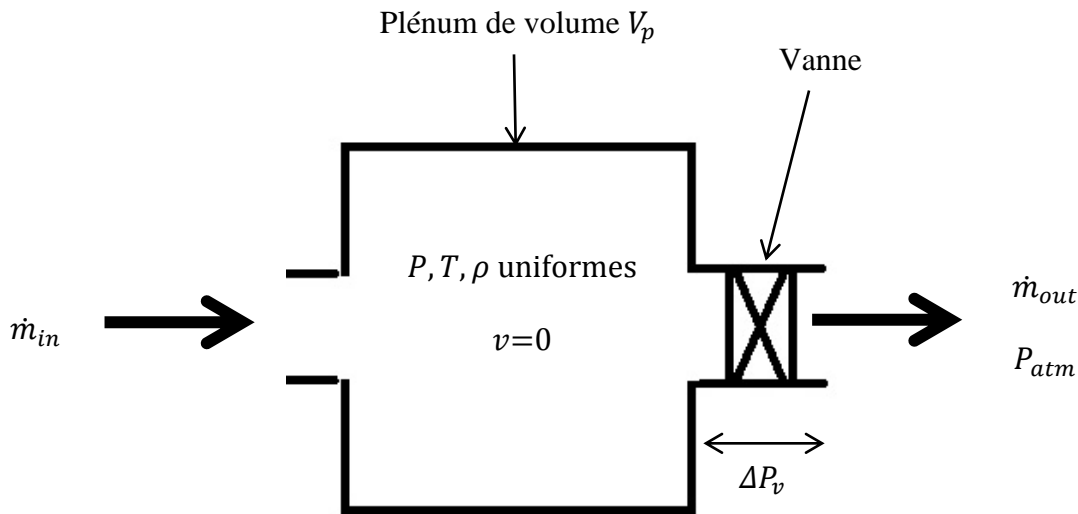


Figure 3.2: Représentation schématique du modèle 1D

Lors du développement des équations suivantes, chaque variable sera suivie d'un indice indiquant la station:  $p$  pour plénum,  $v$  pour vanne,  $c$  pour compresseur,  $s$  pour statique et enfin  $in$  et  $out$  comme les valeurs en entrée et en sortie du modèle de la Figure 3.2.

Tout d'abord, la conservation de la masse ( $\dot{m}$ ) est appliquée au plénum :

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \frac{d(\rho_p V_p)}{dt} = V_p \frac{d(\rho_p)}{dt} \quad (3.1)$$

Or d'après la loi des gaz parfait:

$$P = \rho \tilde{R} T \quad (3.2)$$

Avec  $\tilde{R} = 287 \text{ J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , constante universelle massique des gaz parfaits pour l'air

On suppose le système isentropique au sein du plénum pour appliquer la relation suivante :

$$P^{1-\gamma} T^\gamma = \text{Constante} \quad (3.3)$$

Avec  $\gamma$  = coefficient adiabatique de l'air

En combinant (3.2) et (3.3) on trouve :

$$\frac{d(\rho_p)}{dt} = \frac{1}{\bar{R}\gamma T_p} \frac{dP_p}{dt} = \frac{1}{c^2} \frac{dP_p}{dt} \quad (3.4)$$

Avec  $c$  = vitesse du son dans l'air

On obtient donc le résultat final suivant pour la conservation de la masse de l'équation (3.1) :

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{c^2}{V_p} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (3.5)$$

Cette équation permet de connaître la variation temporelle de pression au sein du plenum  $P_p$  en fonction des débits massiques entrant  $\dot{m}_{in}$  et sortant  $\dot{m}_{out}$ , ainsi que du volume du plenum  $V_p$  et de la vitesse du son  $c$ .

Il est d'usage, lors de l'étude des turbomachines, d'utiliser des variables adimensionnelles afin de caractériser leurs performances. Ces variables adimensionnelles permettent, entre autre, de comparer différentes géométries en éliminant un certain nombre de paramètres (vitesse de rotation, gaz utilisé,...).

Ainsi, l'équation (3.5) adimensionnelle donne :

$$\frac{\partial \psi}{\partial \xi} = \frac{\rho_p}{\rho_{inlet}} \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi_{in} - \Phi_{out}) \quad (3.6)$$

Pour laquelle les variables adimensionnelles sont définies comme:

- $\Phi = \frac{v_{normal}}{U}$  : coefficient de débit adimensionnel
- $\psi = \frac{P_p - P_{totale,inlet}}{\rho_{inlet} U^2}$  : coefficient de pression totale à statique adimensionnel
- $\xi = \frac{t \cdot U}{R}$  : coefficient de temps adimensionnel
- $B = \frac{U}{2 \cdot c_p} \sqrt{\frac{V_p}{S_c \cdot L_c}}$  : coefficient B de Greitzer, voir section 2.1.3
- $l_c = \frac{L_c}{R}$  : longueur adimensionnelle, avec R comme rayon moyen du compresseur
- $U$  : vitesse au rayon moyen du compresseur
- $\rho_{inlet}$  : masse volumique statique d'entrée, constante

Il est souvent coutumier de négliger le phénomène d'inertie au sein de la turbine, car en pratique la longueur de celle-ci est négligeable par rapport à celle du compresseur [32, 33]. Le modèle de la turbine, représenté par une vanne, peut s'écrire comme une perte de charge singulière de coefficient  $K_t$  qui est de la forme :

$$\Delta P_v = \frac{1}{2} K_t \rho v_{normal}^2 \quad (3.7)$$

Or, si on suppose que la pression statique à la sortie de la turbine correspond à la pression totale à l'entrée du compresseur (cas de la turbine à gaz typique), alors l'augmentation de pression totale-à-statique fournie par le compresseur ( $\Delta P_c$ ) correspond à la perte de pression statique turbine ( $\Delta P_v$ ), ce qui donne en adimensionnel :

$$\psi = \frac{1}{2} K_t \Phi_{out}^2 \quad (3.8)$$

En combinant (3.6) et (3.8), on obtient l'équation adimensionnelle finale suivante :

$$\frac{\partial \psi}{\partial \xi} = \frac{\rho_p}{\rho_{inlet}} \frac{1}{4B^2 l_c} \left( \Phi_{in} - \sqrt{\frac{2\psi}{K_t}} \right) \quad (3.9)$$

Cette équation différentielle permet de relier l'évolution de la pression au sein du plénum en fonction du débit qui y entre. C'est notamment grâce à cette dernière équation, reliée aux conditions limites du modèle CFD, que le pompage pourra être simulé au sein d'un compresseur multi-étagé.

Il est important de noter que, d'après la théorie de Greitzer, la variable  $L_c$  comprend la longueur physique du compresseur, mais également celles des conduites d'entrée et de sortie. Le choix de ce coefficient, et de l'ambiguïté qu'il a pu poser, sera notamment discuté par la suite.

De plus, lors d'étude de cas incompressibles, comme c'est le cas avec la théorie de Greitzer, le coefficient  $\frac{\rho_p}{\rho_{inlet}}$  sera simplifié et considéré comme égal à 1. Selon nos simulations sur le compresseur du MIT basse vitesse, l'erreur imposée par cette approximation est inférieure à 3%.

### 3.1.3 Couplage des conditions limites dynamiques à la CFD

Afin de faciliter et d'alléger les notations, le référentiel choisi est maintenant le compresseur. Ainsi, les indices *in* et *out* suivants correspondent aux variables en entrée et en sortie du compresseur.

Le schéma de la Figure 3.3 représente les conditions limites standards les plus stables lors de l'étude numérique (CFD) d'un compresseur en régime stationnaire. Une pression et une température totales, avec un profil d'angle d'écoulement, sont imposées en entrée, tandis qu'une pression statique est dictée en sortie du compresseur.

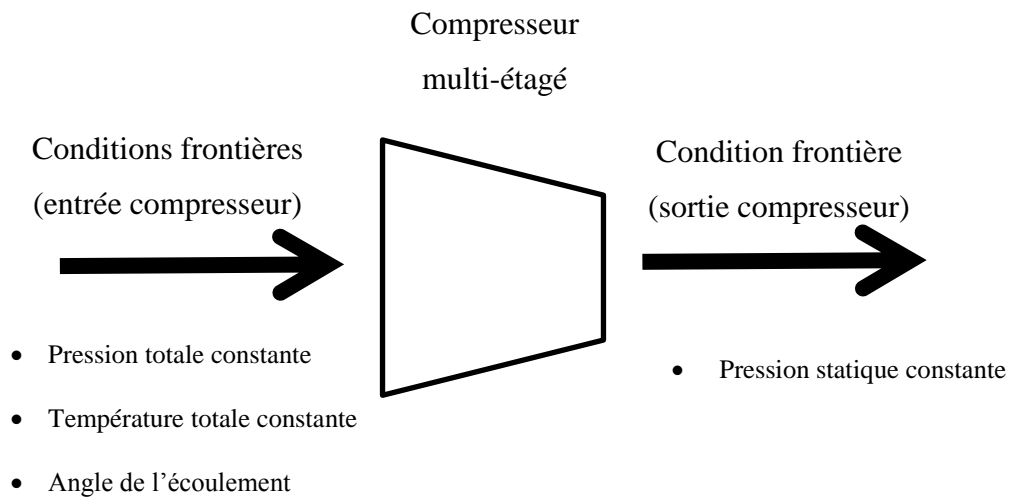


Figure 3.3: Conditions limites d'entrée et de sortie en régime stationnaire (stable)

En revanche, lors du pompage du compresseur, il est nécessaire d'imposer une pression dynamique qui correspond à celle dictée par le plénum.

Pour ce faire, il est tout d'abord considéré que les variables en sortie du compresseur (pression, température, masse volumique, débit) correspondent à celles du plénum. Ainsi, en utilisant une forme discrétisée de l'équation (3.9), il est possible d'évaluer la pression statique en sortie du compresseur donnée par l'équation (3.10) qui correspond en permanence à la pression statique du plénum.

$$P_{s_{out}}(t + \delta t) = P_{s_{out}}(t) + \frac{\rho_{out} U^2 \delta t}{4B^2 L_c} \left( \frac{\dot{m}_{outlet}(t)}{\rho_{out} * S_c} - \sqrt{\frac{2 * P_{s_{out}}(t)}{\rho_{inlet} * K_t}} \right) \quad (3.10)$$

La pression statique en sortie du compresseur à un instant  $t + \delta t$  peut donc être déterminée à partir de la pression statique et du débit massique à l'itération temporelle précédente  $t$ . C'est cette pression statique qui est appliquée en condition limite de sortie du compresseur. Lorsque le débit au sein du compresseur est positif, la situation peut être résumée comme sur la Figure 3.4.

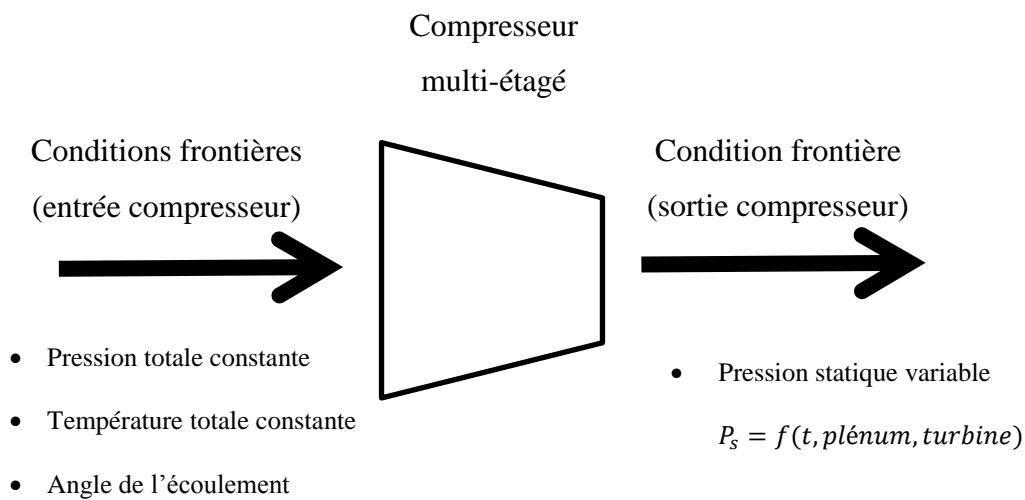


Figure 3.4 : Conditions limites d'entrée et de sortie en régime instationnaire, débit positif

Malheureusement, durant un pompage profond, la direction de l'écoulement de l'air au sein du compresseur peut s'inverser. Afin que la résolution du problème reste stable tout en capturant le phénomène, il est nécessaire qu'une pression et qu'une température totales soient imposées pour le fluide entrant dans le domaine (sortie du compresseur), et qu'une pression statique soit dictée à la frontière où le fluide sort du domaine (entrée du compresseur).

Ainsi, une pression totale doit être appliquée en sortie du compresseur, elle-même reliée à la pression statique du plénum et au nombre de Mach ( $M$ ) du fluide de l'itération précédente (relevé à la sortie du compresseur) à l'aide d'une relation isentropique (3.11).

$$P_{total}(t + \delta t) = P_{S_{out}}(t + \delta t) * \left( \left( 1 + \frac{(\gamma - 1) * M(t)^2}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \right) \quad (3.11)$$

Une température totale a également besoin d'être appliquée à la sortie du compresseur lors du refoulement d'air. Pour ce faire, l'écoulement peut être considéré comme adiabatique et réversible. Ainsi, les relations isentropiques (ou Loi de Laplace) peuvent être appliquées :

$$P_{total}^{1-\gamma} T_{total}^{\gamma} = \text{constante} \quad (3.12)$$

Ce qui permet d'obtenir :

$$T_{total}(t + \delta t) = T_{total}(t) * \left( \frac{P_{total}(t + \delta t)}{P_{total}(t)} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (3.13)$$

En ce qui concerne la condition à l'entrée du compresseur, lors du refoulement du flux, la pression statique à imposer correspond physiquement à la pression atmosphérique, et n'a donc pas besoin d'être modifiée.

Les conditions limites imposées lors du refoulement du fluide peuvent se résumer comme sur la Figure 3.5 suivante :

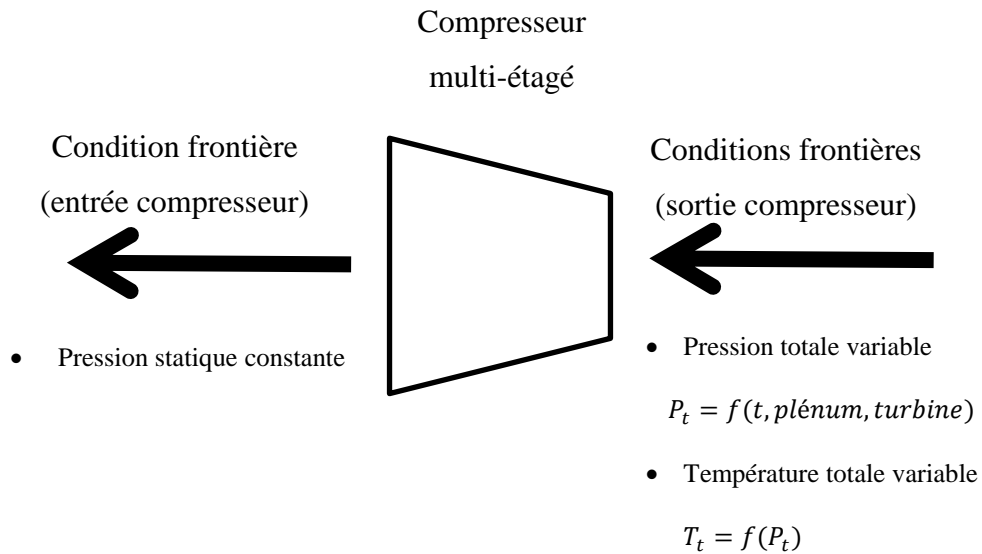


Figure 3.5 : Conditions limites d'entrée et de sortie en régime instationnaire, débit inversé

## 3.2 Implémentation numérique

### 3.2.1 Le Logiciel CFX

Contrairement à certains auteurs cités précédemment qui ont développé leurs propres codes universitaires de recherche, il a été choisi d'utiliser un code commercial déjà existant. CFX est un code de dynamique des fluides, qui utilise la méthode des volumes finis pour résoudre les équations moyennées de Navier-Stokes (RANS) en 3D, ainsi que de conservation de la masse et d'énergie. Lors de cette étude, la version 13 du logiciel a été utilisée.

Plusieurs éléments justifient le choix d'utilisation de ce logiciel. Tout d'abord, CFX est un logiciel parfaitement adapté à l'étude des écoulements de fluide au sein des turbomachines puisqu'il contient des onglets spécialisés pour la mise en place (CFX Pre) et l'analyse (CFX Post) de problèmes numériques. De plus, il permet la résolution des équations de Navier-Stokes instationnaires et possède des options d'interfaces rotor/stators très pertinentes. CFX possède également des CEL (*CFX Expression Language*) permettant de faciliter l'implantation de conditions limites dynamiques. Enfin, la compagnie Pratt & Whitney Canada (PWC) avec laquelle la collaboration de ce projet a été effectuée, recommande et utilise CFX pour les études de turbomachines. L'utilisation de ce logiciel pour ce projet permet donc de faciliter la communication entre les deux parties.

Les détails à propos de CFX, exposés dans ce chapitre, proviennent essentiellement de la documentation d'aide du solveur CFX [34].

### 3.2.2 Le modèle de turbulence

De nombreux modèles de turbulence ont été développés afin d'approximer la turbulence basés sur le *Reynolds Averaged Navier Stokes* (RANS).

Il est important de noter que l'option *Scalable Wall Function* est incluse dans tous les modèles de turbulence de CFX. Cette méthode permet, grâce à des équations empiriques, d'obtenir de bonnes approximations du comportement du fluide près des surfaces solides au sein de la couche limite sans avoir besoin d'avoir un maillage très fin dans cette zone. Contrairement aux lois de parois classiques, l'option *Scalable Wall Function* ne limite pas la plage d'utilisation de  $y^+$ .

Deux modèles de turbulence dans CFX semblent initialement être les plus appropriés pour cette étude : le model K-Epsilon et le modèle SST.

Le modèle K-Epsilon est très certainement l'un des plus utilisé dans les codes de CFD aujourd'hui. Il possède la caractéristique d'être stable et robuste numériquement, et de donner des résultats de bonne qualité. De plus, comparé à certains de ses homologues, notamment le modèle SST, il est peu coûteux numériquement.

Cependant, contrairement au modèle SST, le modèle de turbulence K-Epsilon ne permet pas d'obtenir de très bons résultats en termes de décollement de couche limite. En effet il a été observé, toujours d'après l'aide de CFX [34], que ce dernier avait tendance à avoir un certain retard quant à l'apparition du décrochage d'une pale. Le modèle SST capture mieux le comportement de la couche limite durant un décrochage, mais nécessite généralement un maillage plus fin.

Étant donné l'état très chaotique du fluide lors du pompage, et la possibilité de l'inversement du flux, il a été choisi d'utiliser le model K-Epsilon qui est beaucoup plus robuste. De plus, l'intérêt général de l'outil n'est pas de s'intéresser à l'apparition du décrochage sur une pale, mais bien au comportement global du compresseur lors du pompage. Il est donc supposé que le possible retard du décrochage n'aura pas une grande influence sur le comportement qu'aura le compresseur suite à ce décollement.

### 3.2.3 Autres options CFX

En ce qui concerne le schéma d'advection, trois options sont disponibles sur CFX. *Upwind*, *Specified Blend Factor* et *High Resolution*. La première, *Upwind*, permet une résolution très robuste du problème en considérant les termes d'advection comme du 1<sup>er</sup> ordre. Cependant, cette option est très peu recommandée pour l'obtention de résultats finaux. En effet, ce schéma va avoir tendance à créer de la diffusion numérique. L'option *Specified Blend Factor* permet de choisir, pour la simulation, la valeur de l'amplitude du facteur de correction au deuxième ordre servant à corriger les effets de diffusion numérique. Celui-ci peut se situer entre 0 et 1. Plus le facteur sera proche de 1, plus la solution obtenue sera précise, mais beaucoup plus difficile à converger. Enfin, la dernière option, *High Resolution* calcule pour chaque élément du maillage, à chaque itération, le coefficient le plus adapté. Le calcul du facteur est basé sur l'évaluation des



gradients : plus ces derniers seront faibles, plus le coefficient sera proche de 1, et vice versa. L'option *High Resolution* a été choisie puisqu'elle permet, malgré un coup de calcul légèrement plus important, d'obtenir le coefficient pour le schéma d'advection le plus approprié.

Pour les termes transitoires (*Transient Scheme*), les différentes options sont fortement similaires: *First Orders Backward Euler* et *Second Order Backward Euler*. Le premier schéma, très analogue au schéma d'advection *Upwind*, est plus robuste et fonctionne sur le modèle d'itération implicite du 1<sup>er</sup> ordre. Cependant, il a tendance à créer de la diffusion numérique. Son homologue, le *Second Order Backward Euler*, fonctionne également par itération implicite mais du 2<sup>ème</sup> ordre. Étant recommandé fortement pour la plupart des simulations par l'aide CFX [34], c'est ce dernier qui a été utilisé lors de cette étude.

### 3.2.4 Les interfaces

Au sein du logiciel CFX, trois types d'interfaces permettent la transition entre deux domaines possédant un référentiel différent: *Frozen*, *Stage* et la *Transient* [34].

L'interface *Frozen* permet le changement de référentiel entre deux domaines, peu importe le nombre de pales par roue. En revanche, pour cela, la position d'un domaine par rapport à un autre est considérée comme fixe. Ainsi, si un léger déplacement suivant la direction  $\theta$  (*Rotationnel Offset*) est appliqué à un des domaines, les résultats obtenus par la suite seront différents. Ceci ne représente en aucun cas la réalité puisqu'il y a en permanence un mouvement relatif entre le rotor et le stator. De plus, avec ce modèle, les effets transitoires à l'interface ne sont pas modélisés. Cependant, l'interface *Frozen* requiert peu de ressources informatiques. C'est pourquoi cette interface est généralement utilisée afin d'avoir une première itération des résultats obtenues, pour l'utilisation éventuel de ces résultats comme estimation initiale du champ d'écoulement lors de futures simulations.

La deuxième option d'interface, *Stage*, est la plus utilisée lors de la simulation de compresseurs multi-étagés. Elle permet, comme l'interface *Frozen*, un nombre de pale différents entre chaque roue. Cette fois-ci, contrairement à l'interface *Frozen*, une distribution radiale des propriétés moyennées circonférentiellement est transférée d'un domaine à l'autre. Ce type d'interface est donc logiquement plus gourmand numériquement que son prédécesseur, mais

toujours beaucoup moins que le dernier, l'interface *Transient*. L'interface *Stage* ne peut cependant représenter les interactions transitoires entre les différents domaines.

Enfin, l'interface *Transient* doit normalement être utilisée lorsque les effets transitoires à l'interface sont importants. En effet, c'est la seule option d'interface de CFX qui peut capturer toute l'interaction entre les deux passages d'aubes en rotation relative. Pour cela, tout d'abord, une simulation de type stationnaire doit être effectuée. Puis à chaque pas de temps, le domaine du rotor, se déplace par rapport à celui du stator, comme dans la réalité. Cette méthode est donc très coûteuse numériquement, et par conséquent peu adaptée à la simulation du pompage. De plus, elle ne permet pas d'avoir des nombres de passages différents entre chaque roue, à moins que la totalité ou une portion de nombre entier de passages d'aubes pour chaque roue soit simulée.

L'interface *Stage* a donc été choisie pour cette étude.

### 3.2.5 Les conditions limites classiques

La Figure 3.6 ci-dessous représente les différentes conditions limites usuelles lors de la simulation d'un seul passage dans une seule rangée d'aube isolée.

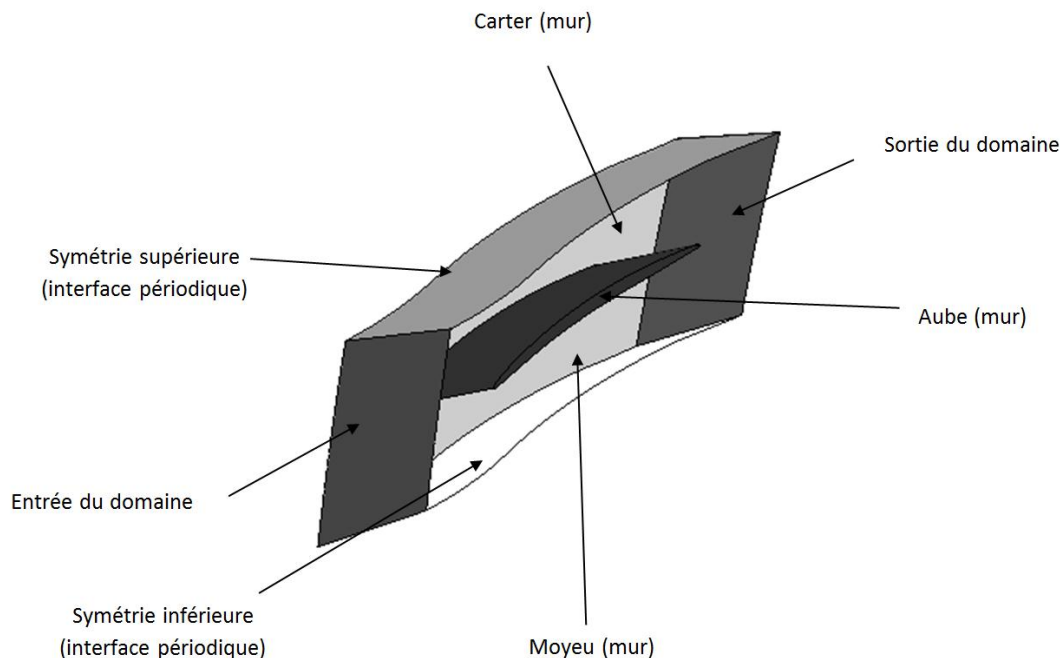


Figure 3.6: Localisation des différentes conditions limites pour un passage d'aube

Différents éléments sont identifiables :

- L'aube (ou aubage), correspond à la partie solide de la roue. Une condition limite de type « mur » (*wall*), c'est-à-dire de vitesse nulle dans le référentiel choisi, est appliquée à toutes les mailles frontières de la pale.
- Une condition de type « mur » est également appliquée sur le moyeu. Cependant, en fonction du type de rangée d'aube (stator ou rotor), et par conséquent, du référentiel, la condition de vitesse du mur change.
- Pour le carter, qui représente la partie extérieure du compresseur, ce sont les conditions limites inverses au moyeu qui sont imposées. En effet, la vitesse imposée est nulle pour le stator, alors que l'option *counter rotating* est utilisée dans le référentiel tournant du rotor.
- Les conditions périodiques sur les surfaces latérales du domaine de calcul permettent la simulation du flux d'air au sein du compresseur grâce à un seul passage d'aube, reproductible par la suite par symétrie circulaire.

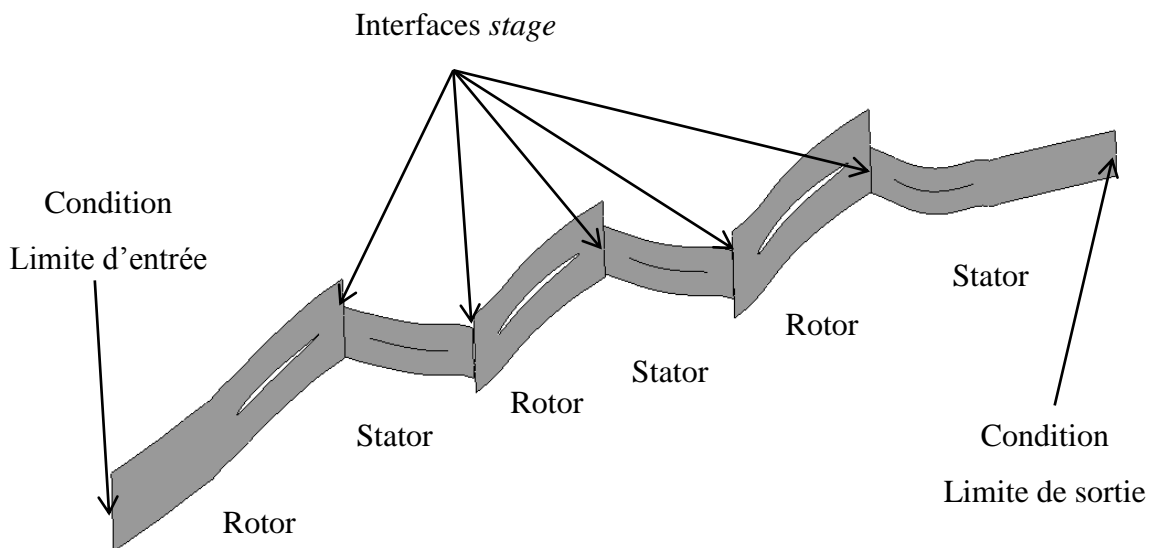


Figure 3.7: Succession de rotors/stators dont les interfaces sont simulées par l'option *Stage*

Les seules conditions limites non abordées précédemment correspondent à celles d'entrée et de sortie du domaine d'une rangée d'aubes. En effet, la condition imposée dépendra de la position du domaine par rapport aux autres roues. La Figure 3.7 ci-dessous, représente une succession de rotors et de stators, dont le nombre de pales par rangée d'aubes est différent. Ainsi, entre chaque domaine, une interface de type *Stage* est utilisée.

### 3.2.6 Les conditions limites d'entrée et de sortie du domaine de calcul

Seules les conditions limites à chaque extrémité (entrée et sortie) du domaine de calcul dans son intégralité ont besoin d'être imposées (Figure 3.7).

Les conditions limites en régime stable d'entrée *Inlet Boundary Condition* et de sortie *Opening Boundary Conditions* ont tout d'abord était modifiée en *Opening Boundary Conditions* afin de pallier le problème du refoulement expliquée dans la section 3.1.3 (ce que n'a pu faire Escuret [24]). Cette option dans CFX permet par la suite au fluide aussi bien d'entrer que de sortir du domaine par cette frontière. La sous-condition *Opening pres. and dirn* est la plus appropriée au cas du refoulement expliqué dans la section 3.1.3 puisqu'elle permet d'imposer une pression et une température totales lorsque le fluide entre dans le domaine par la frontière en question, tandis qu'une pression statique est imposée lorsque celui en sort.

Ainsi, en ce qui concerne l'entrée du compresseur, les conditions classiques de simulation en régime stationnaire ont été imposées (c'est-à-dire pressions et températures, avec angle d'écoulement si nécessaire).

Pour ce qui est de la condition de sortie, il est nécessaire d'imposer une pression qui correspond à celle dictée par le plénum, et qui varie avec le temps, telle que décrite par l'équation (3.10). Cette pression statique est donc appliquée en sortie du compresseur, par le biais d'une CEL (*CFX Expression Language*) sur CFX. Afin de réutiliser la pression de la précédente itération  $P_{s_{out}}(t)$ , une AV (*Additional Variable*) est utilisée, dans laquelle est implantée l'option *TRANS\_LOOP*. Cette option permet à la variable additionnelle de mémoriser la valeur de l'itération précédente (les détails du code sont donnés en Annexe D.1).

Pour la mesure du débit à l'instant  $t$  ( $m_{outlet}(t)$ ), une CEL est également utilisée, avec une fonction dite *locator based*, qui permet de relever tout type d'information (moyenne surfacique,

volumique,..) pour toutes les variables connues par CFX. Dans le cas présent, l'option *mass flow* est utilisée.

Il est important de noter que la variable additionnelle utilisée pour la récupération de la pression statique de l'itération précédente est indispensable. Cependant, contrairement à la mesure du débit massique, elle ne peut être remplacée par une fonction *locator based* (voir Annexe E).

Tous les autres coefficients (U, B, Lc,..) sont également représentés par le biais de CEL.

Afin de convertir la pression statique en pression totale lors du refoulement de l'écoulement, une condition *step* est utilisée et appliquée au débit massique. Cette fonction attribue la valeur 1 lorsque la variable associée est positive, et 0 autrement. Ainsi, la pression statique donnée par l'équation (3.10) est appliquée lors d'un débit positif tandis qu'une pression totale, donnée par l'équation (3.11) est appliquée lors du refoulement. Pour répondre à ces requis, la condition limite de pression appliquée en sortie du compresseur est représentée par l'équation (3.14).

$$P_{applyOutlet} = P_{staticOutlet} * [\text{step}(\dot{m}_{out}) + \text{step}(-\dot{m}_{out}) * (1 + \frac{(\gamma - 1) * M^2}{2})^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}] \quad (3.14)$$

Où  $P_{staticOutlet}$  vient de l'équation (3.11) et s'écrit sous la forme :

$$P_{staticOutlet} = P_{delay} + \frac{\rho_{out} U^2 \delta t}{4B^2 L_c} \left( \frac{\dot{m}_{delay}}{\rho_{out} * S_c} - \sqrt{\frac{2 * P_{delay}}{\rho_{inlet} * K_t}} \right) \quad (3.15)$$

$$P_{delay} = P_{sout}(t) \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_{delay} = \dot{m}_{outlet}(t) \quad (3.17)$$

Le détail du code final utilisé est résumé en Annexe D.2

Malheureusement, en ce qui concerne la température totale à la sortie du compresseur, le logiciel CFX ne permet pas, sans la modification de certains registres, l'application d'une CEL. La valeur attribuée doit être constante et ne peut varier comme souhaité avec l'équation (3.13) (Section 3.1.3).

Il a donc été choisi, par défaut, de fixer la température de sortie du compresseur comme égale à la température moyenne calculée à la sortie du compresseur juste avant le refoulement. Cette hypothèse reste cependant cohérente, puisque la variation de température totale au sein du plénum dépend essentiellement de la période de refoulement qui est, généralement, assez courte. Il a été calculé suite à des simulations pour un compresseur haute vitesse (compressible) qu'une telle hypothèse engendrait une erreur sur la valeur de la température de sortie inférieure à 3%.

### 3.2.7 Prise en considération de la conduite

Pour le moment, l'influence de la conduite présente entre le compresseur et le plénum n'a pas encore été discutée. En effet, celle-ci varie sensiblement en fonction des différents cas.

Dans un premier temps, il est nécessaire de comprendre qu'elle peut provoquer deux phénomènes physiques importants : une perte de charge totale ainsi qu'un phénomène d'inertie. Dans les deux cas, le coefficient  $(\frac{L}{S})_{model}$  de la conduite sera déterminant. Ainsi, en considérant que la surface annulaire  $S$  de la conduite et du compresseur sont les mêmes, les effets de la conduite sur le phénomène de pompage peuvent être négligés si sa longueur est très faible par rapport à celle du compresseur.

Afin de faciliter le problème, cette hypothèse sera tout d'abord effectuée pour toutes les géométries. En effet, dans un moteur d'avion, l'espacement entre le compresseur et la chambre de combustion est généralement minimisé, afin de diminuer au maximum le poids et la longueur du moteur.

Cependant, il arrive que l'influence de cette conduite ne puisse être négligée, notamment pour les géométries de bancs d'essais. Dans ce cas, deux possibilités existent.

La première consiste simplement à ajouter numériquement, à la sortie du compresseur, un domaine maillé représentant la conduite en question. Cette solution, plutôt robuste, permet de prendre en compte les deux phénomènes physiques créés par la conduite. Elle a cependant l'inconvénient d'augmenter la taille du maillage, et par conséquent augmenter le temps nécessaire de calcul. De plus, il est nécessaire de s'assurer, en fonction de la longueur, qu'aucun effet de dissipation numérique ne soit présent.

Enfin l'autre solution consiste à représenter la conduite, plus exactement son inertie, par un modèle 1D. Ainsi, en appliquant la conservation de la quantité de mouvement ( $\sum Forces = m\vec{a}$ ) au volume de fluide présent dans la conduite et en supposant les frottements négligeables, la variation de pression due à l'inertie se traduit comme [9]:

$$\left(\frac{L}{S}\right)_{conduite} \frac{d\dot{m}}{dt} = \Delta p \quad (3.18)$$

Cette méthode possède l'avantage d'être peu chère numériquement et assez rapide à mettre en place. Cependant, cette méthode ne prend pas en compte les pertes de charges et est relativement instable numériquement à cause du terme  $\frac{d\dot{m}}{dt}$ .

La comparaison entre les différentes méthodes sera discutée par la suite dans cette étude.

### 3.3 Description des compresseurs étudiés

La méthodologie précédente a été appliquée sur plusieurs géométries, aux caractéristiques bien différentes, détaillées ci-dessous.

Dans un premier temps, il a été jugé important de valider les résultats donnés par l'outil en les comparant à des résultats expérimentaux. Afin de s'appuyer sur la théorie développée par Greitzer [9], il a semblé raisonnable d'essayer de reproduire le pompage dans un compresseur axial, multi-étagé, basse-vitesse (incompressible). Un tel choix permet également de grandement simplifier l'étude en éliminant certains effets néfastes pour la convergence (compressibilité, ondes de choc,...). La résolution du problème est donc beaucoup plus robuste et beaucoup plus rapide étant donné la moindre qualité nécessaire du maillage pour un écoulement basse vitesse.

À cause du côté destructeur et de la difficulté de mesure (fréquence) que peut entraîner le pompage, les données expérimentales sur ce phénomène sont assez rares. Ainsi, trouver dans la littérature un compresseur axial multi-étagé, dont la géométrie est parfaitement détaillée, sur lequel de telles expérimentations ont été effectuées, a été un travail très laborieux, voire impossible.

Les meilleurs résultats obtenus portent sur le compresseur axial, de trois étages, actuellement présent au MIT (Massachusetts Institute of Technology). Même si ce dernier a été modifié au cours des années, de nombreuses études sur le décrochage tournant et le pompage ont

été effectuées sur ce compresseur [35-42]. Ainsi, en regroupant et triant toutes ces données, il a été possible d'acquérir le maximum d'informations nécessaires pour la réalisation numérique et comparaison expérimentale du pompage au sein de ce compresseur.

Par la suite, il a semblé intéressant d'étendre le domaine de l'outil et de regarder si ce dernier pouvait s'adapter à un compresseur centrifuge. Il a donc été choisi de créer et d'ajouter en sortie du compresseur axial précédent un étage centrifuge.

Enfin, des calculs sur un compresseur haute-vitesse, compressible, utilisé par Pratt & Whitney Canada, ont été exécutés. Ceci a notamment permis de tester la robustesse de l'outil lors de la présence d'ondes de choc, ainsi que sa facilité d'adaptation à des géométries quelconques, incluant un compresseur de type *mixed flow*.

### 3.3.1 Le MIT GTL-LS3

La première étude effectuée porte donc sur un compresseur axial de trois étages précédé en amont d'une rangée d'aubes directrices (IGV ou *Inlet Guide Vanes*). Son diamètre maximum est de 610 mm, avec un ratio moyeu/carter de 0.88, leurs rayons respectifs étant constant.

Le compresseur a particulièrement été adapté par Protz [42] afin de pouvoir observer le phénomène de pompage (Figure 3.8). Pour ce faire, un plénum de 9.66 m<sup>3</sup> a été ajouté en sortie du compresseur, ce qui permet d'atteindre un coefficient B égal à 1. Il est d'ores et déjà important de noter que la longueur du compresseur effective ( $L_c$ ) prise en compte pour le calcul du coefficient B contient la longueur nominale du compresseur (0.67 m), mais également la longueur de la conduite d'entrée (0.86 m) ainsi que celle de sortie (0.44 m). Ce qui nous donne une longueur totale de 1.97 m pour la valeur de  $L_c$ . La Figure 3.9, produite par Gamache [36], donne une bonne aperçue de la position et de la forme des différentes pales. De plus, elle nous informe sur la position des différents capteurs du champ d'écoulement.

En sortie du plénum se situe une vanne, elle-même suivie d'une conduite de diamètre non négligeable (0.91 m). La présence d'une soufflante (*exhaust fan*) en sortie de cette conduite permet notamment de forcer un débit négatif au sein du compresseur, et ainsi d'obtenir la courbe caractéristique complète indispensable lors de l'application du modèle de Greitzer au compresseur [37]. Cette soufflante était cependant non opérationnelle lors des expériences effectuées par Protz [42].



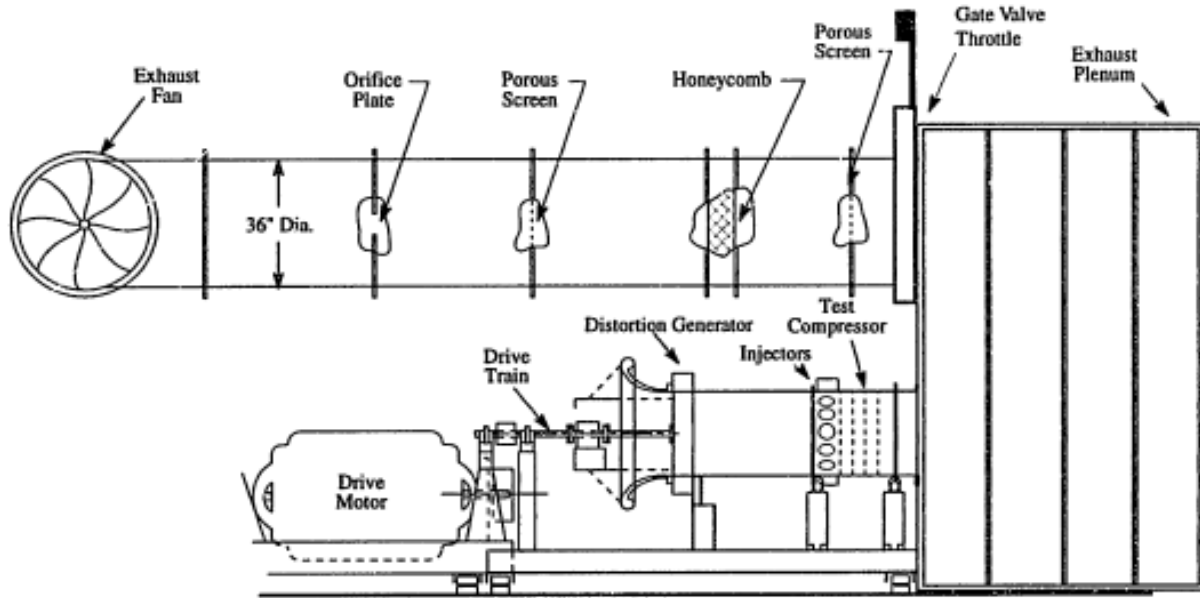


Figure 3.8: Vue globale du compresseur trois étages du MIT [42]

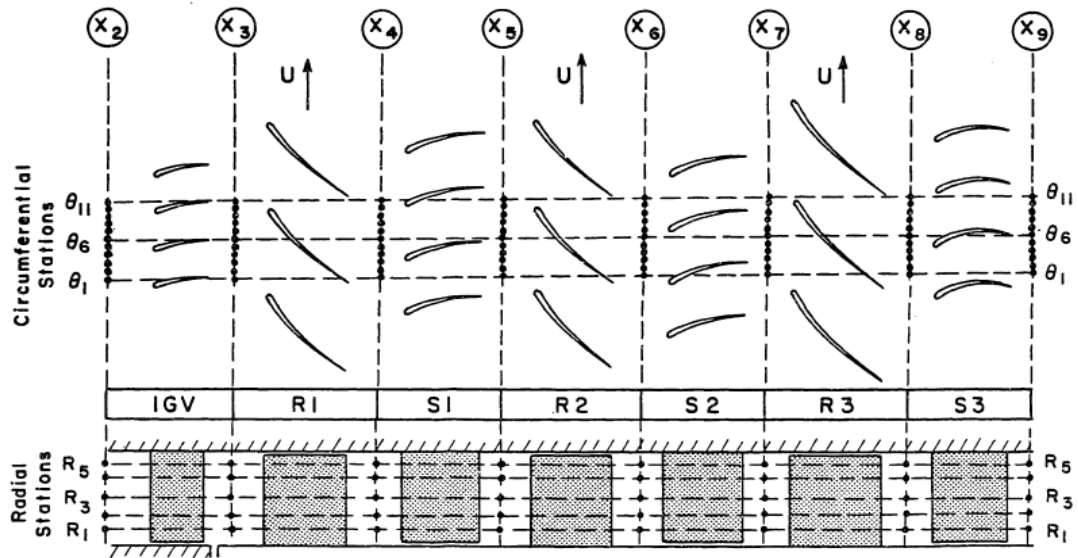


Figure 3.9: Représentation schématique des positions des aubes du compresseur et des points de mesures [36]

La vitesse du compresseur pour laquelle la plupart des mesures ont été effectuées est de 2600 tr/min, ce qui donne une vitesse circonférentielle  $U=78$  m/s. Cette dernière est cependant différente de la vitesse de conception du compresseur, qui est de 5926 tr/min [35]. Les conditions d'entrée et de sortie du banc d'essai sont les conditions atmosphériques. Une pression de référence égale à la pression atmosphérique sera considérée durant l'étude numérique de ce compresseur.

Le détail de la géométrie des pales disponible publiquement en regroupant toutes les données de tous les articles [35-42] est résumé dans le Tableau 3.1. La plupart de ces données proviennent de Gamache [36]. Malheureusement, des informations plus précises sur la forme des pales n'ont pas été publiées. La géométrie des aubes fut estimée en tenant compte du fait que la performance à basse vitesse est moins sensible à la forme exacte des aubes, surtout lorsque les angles d'entrées et de sortie, ainsi que les pertes visqueuses, sont reproduites assez fidèlement.

	Nombre de pales	Corde (mm)	Cambrure (degrés)	Décalage (degrés)	Jeu d'aube (mm)	Bord d'attaque (degrés)	Bord de fuite (degrés)
IGV	125	20,1	11,0	8,1	0,0	0,0	10,0
Distance IGV-R1		100,0					
1 <sup>er</sup> étage							
R1	54	45,2	17,0	42,8	1,0	50,0	41,0
Distance R1-S1		20,0					
S1	85	31,4	27,0	11,0	0,8	18,0	-1,0
Distance S1-R2		20,0					
2 <sup>ème</sup> étage							
R2	55	44,8	18,0	43,5	0,9	54,5	36,5
Distance R2-S2		20,0					
S2	88	31,3	25,0	12,0	0,9	27,5	2,5
Distance S2-R3		20,0					
3 <sup>ème</sup> étage							
R3	49	50,7	20,0	44,6	0,9	58,0	38,0
Distance R3-S3		18,0					
S3	90	31,4	53,0	5,5	0,9	36,5	-17,0

Tableau 3.1: Caractéristiques géométriques du compresseur du MIT

Afin de reproduire la géométrie des pales en 3D, le logiciel *Bladegen* de *ANSYS* a été utilisé. Ce dernier est très pratique puisqu'il permet d'obtenir facilement le design des aubes à partir de certaines informations géométriques (nombre de pales, corde,...) et de transmettre la géométrie créée directement dans le logiciel de maillage *ANSYS Turbogrid* grâce à des fichiers *.curve*. Afin de pallier le manque d'information cité précédemment, certaines hypothèses ont été effectuées sur le profil des aubes.

Le profil choisi pour les pales est un NACA 0010, standard, impliquant un ratio épaisseur/corde de 10%. Les données du Tableau 3.1 correspondent aux caractéristiques géométriques de chaque aubage à l'envergure moyenne (c'est-à-dire entre le carter et le moyeu). Une extrapolation de ces données suivant la direction radiale a donc été effectuée en fonction du rayon et de la vitesse. Enfin, les jeux d'aubes ont été considérés comme constants et égaux aux valeurs indiquées dans le Tableau 3.1.

La Figure 3.10 représente un passage d'aube de chaque roue de la géométrie finale obtenue tandis que le Tableau 3.2 résume les principales caractéristiques du compresseur du MIT.

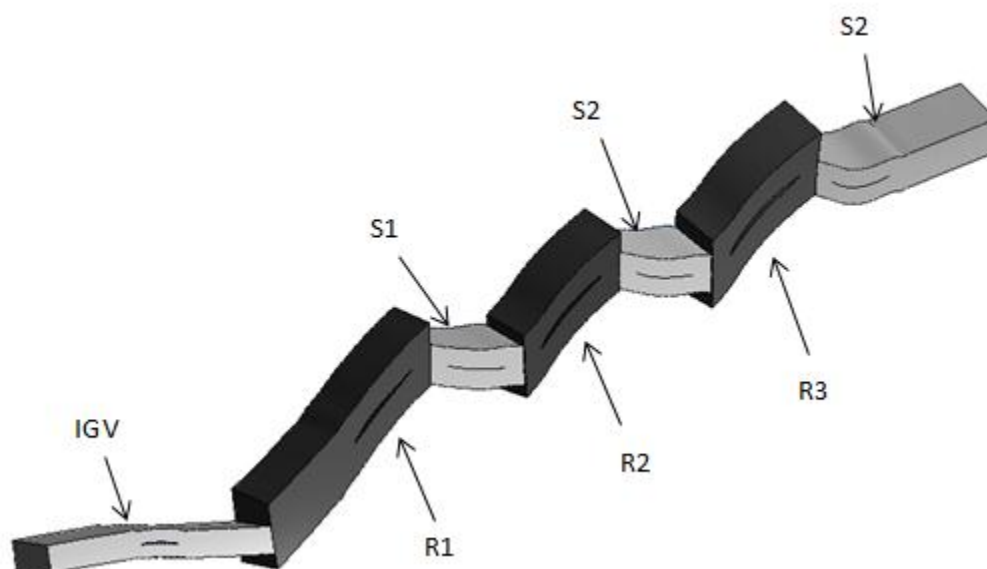


Figure 3.10: Géométrie finale 3D du compresseur du MIT

$R$	$L_{compresseur}$	$L_{entrée}$	$L_{sortie}$	$L_c$
0,287 m	0,67 m	0,86 m	0,44 m	1,97 m
$V_p$	$S_c$	$B_{Greitzer}$	$N_{speed}$	$U$
9,66 m <sup>3</sup>	0,0662 m <sup>2</sup>	1	2600 tr/min	78 m/s

Tableau 3.2: Résumé des principales caractéristiques du compresseur du MIT

L'étape du maillage est l'une des plus importantes lors de la simulation numérique puisque la plus grande partie des erreurs ou problèmes lors de la résolution proviennent d'erreurs de maillage. Elle est d'autant plus décisive que la simulation d'un pompage coûtera très cher numériquement : en effet, la fréquence du pompage variant généralement entre 3 et 10Hz, il est nécessaire d'effectuer des simulations de l'ordre de grandeur d'une seconde en temps réel. Il est donc essentiel de trouver un juste milieu entre précision des résultats et rapidité de la résolution du problème, surtout lorsque le nombre d'étages est élevé.

Une étude de maillage a été effectuée (voir Annexe F) menant au choix d'un maillage de 1 011 635 éléments avec environ par passage d'aube 72(axial) x 28(circonférentielle) x 42(radial) éléments. Le jeu d'aube est également constitué de 12 éléments, et la valeur moyenne de l' $y^+$  proche des parois est de 22.

La Figure 3.11 suivante présente le maillage d'un rotor (R2) et d'un stator (S2).

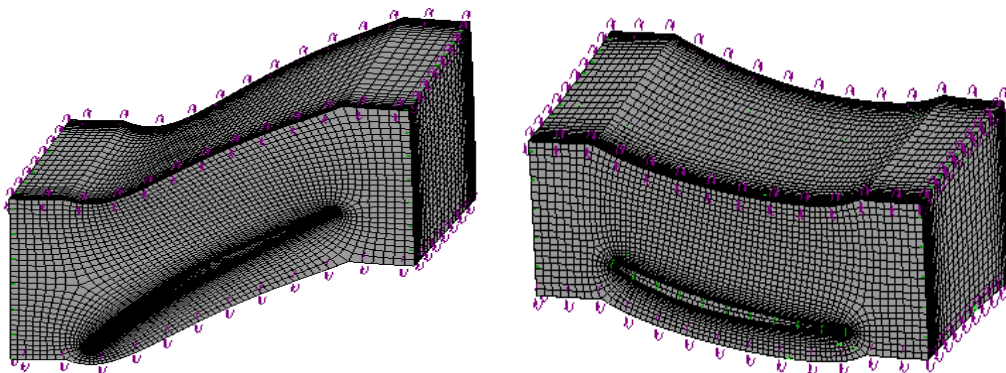


Figure 3.11 : Maillage d'un rotor (R2) et d'un stator (S2)

### 3.3.2 L'ajout du centrifuge

L'ajout d'un compresseur centrifuge en sortie du compresseur axial n'a pour objectif principal que de tester et d'adapter l'outil sur un système mixte, combinant axial et centrifuge, caractérisant une grande partie des moteurs de PWC. La géométrie créée pour ce faire est donc seulement théorique et n'existe pas réellement. Les résultats obtenus ne pourront donc pas être comparés directement avec des résultats expérimentaux.

Le Tableau 3.3 résume les principales caractéristiques de l'impulseur modifié.

Nombre de pales	Corde (mm)	Décalage (degrés)	Jeu d'aube (mm)	Bord d'attaque (degrés)	Bord de fuite (degrés)
25	224,0	31,6	0,9	60,0	31,0

Tableau 3.3: Principales caractéristiques géométriques de l'impulseur

La conception de l'impulseur a grandement été inspirée de celui présent dans les tutoriels du logiciel *Turbogrid* [43]. La géométrie a été adaptée au compresseur axial en diamètre mais les principales caractéristiques géométriques (bord d'attaque, de fuite,...) ont été conservées. Le logiciel *Bladegen* a de nouveau été utilisé pour reproduire en 3D la géométrie de l'impulseur. La Figure 3.12 donne un aperçu de la géométrie obtenue.

À la sortie de l'impulseur a été ajouté un diffuseur sans vannes dont la géométrie correspond simplement à un allongement radial du domaine de 0.144 m choisi arbitrairement.

Le détail de l'étude de maillage se trouve en Annexe G.1. La Figure 3.13 présente la maille finale du centrifuge de 261 550 éléments dont 82(méridionale) x 38 (circonférentiel) x 35(envergure) avec 12 éléments dans le jeu d'aube et avec un  $y^+$  moyen égal à 24 afin de rester cohérent avec la partie axiale.

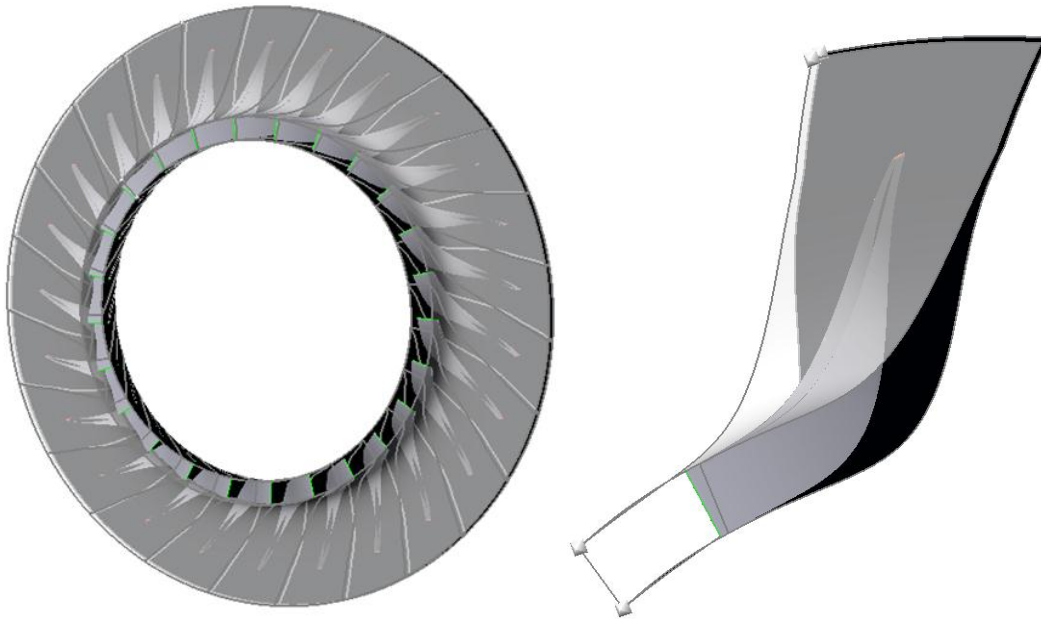


Figure 3.12: Aperçu de la roue et d'un seul passage de l'impulseur conçu

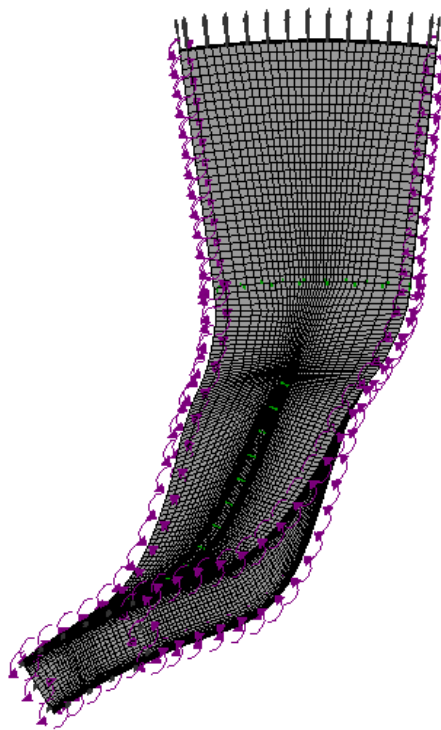


Figure 3.13 : Maillage final de la roue centrifuge

La partie axiale du compresseur et l'impulseur n'ayant pas été conçus pour fonctionner ensemble, il a été nécessaire d'adapter certaines caractéristiques initiales de la partie centrifuge. Pour ce faire, la vitesse de rotation du système radiale a été fixée de telle façon que l'efficacité de la partie radiale et celle axiale soient maximum pour le même débit massique, soit 3.68kg/s (voir étude détaillée en Annexe G.2). Il a été trouvé que la vitesse du compresseur centrifuge la plus appropriée était de 4100 tr/min.

### 3.3.3 Le compresseur de Pratt & Whitney Canada

La géométrie fournie par Pratt & Whitney Canada représente un compresseur utilisé dans un moteur aéronautique. Elle est composée d'un compresseur de type *mixed flow* composé d'un MFR (*Mixed Flow Rotor*) de 15 aubes et de deux stators S1 et S2, de 39 aubes chacun, suivis d'un impulseur de 11 aubes et enfin d'un diffuseur avec 21 tubes. Un profil d'angle circonférentiel est appliqué à l'entrée du MFR selon les angles d'écoulement en sortie d'un IGV (non simulé). La Figure 3.14 donne un aperçu de la position et de la forme des différents éléments du compresseur.

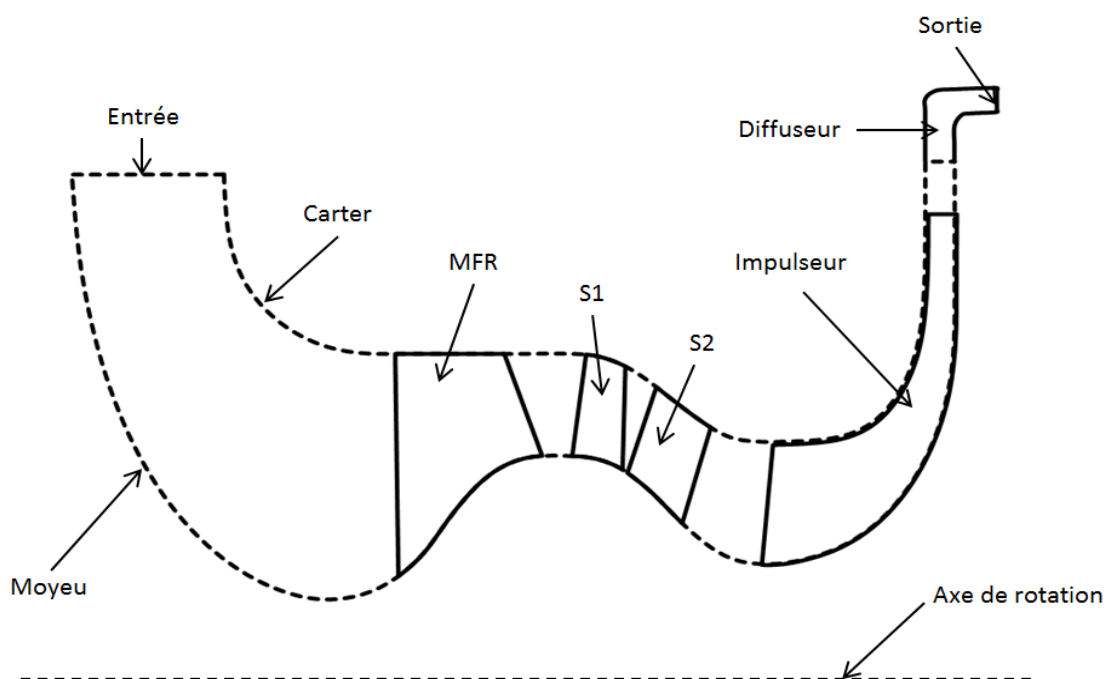


Figure 3.14: Vue de coupe du compresseur de Pratt & Whitney Canada

La géométrie initiale fournie par PWC incorpore une cavité d'extraction d'air, qui se situe au centre de l'impulseur, et une autre extraction d'air à la sortie de l'impulseur (Figure 3.15). Les deux stators, ayant un moyeu fixe, ne possèdent pas de jeu d'aube. Enfin, il est important de noter sur cette figure que la surface de sortie de l'impulseur n'est pas de même largeur que celle du diffuseur. L'air s'infiltre à l'arrière de l'impulseur et permet de contrebalancer les forces des pressions axiales appliquées sur ce dernier.

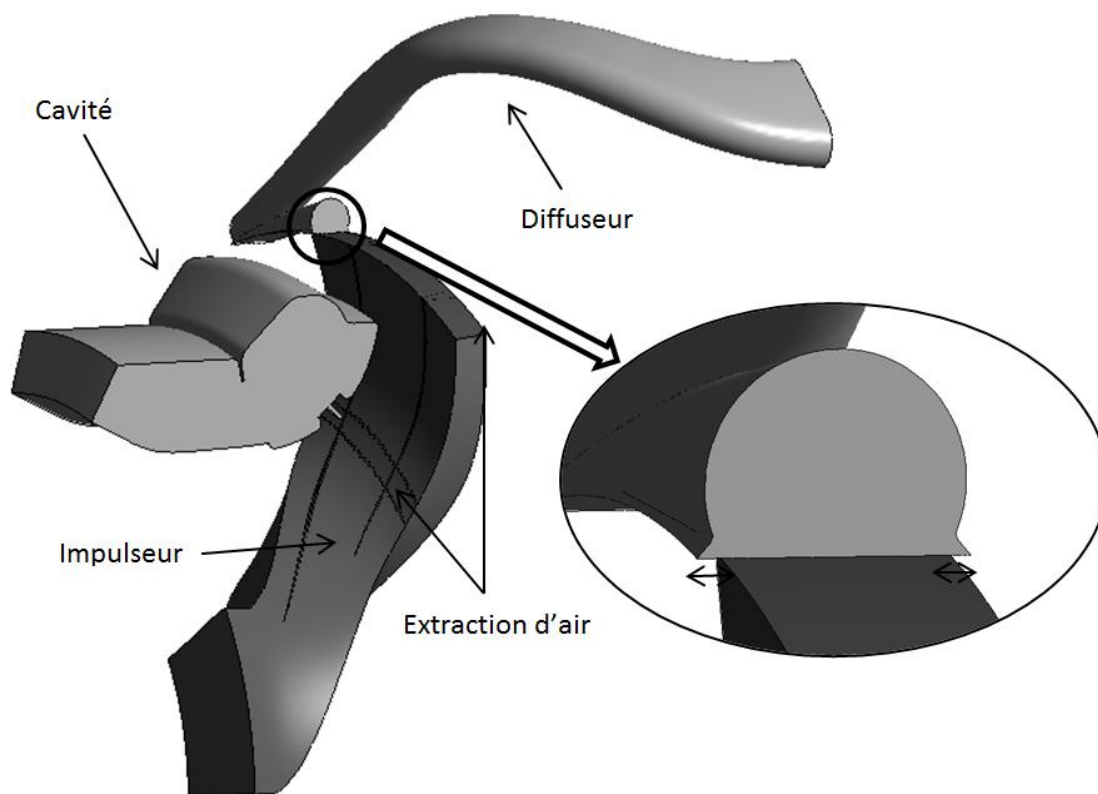


Figure 3.15: Compresseur centrifuge de PWC avec mise en avant de la différence de profondeur à l'interface impulseur/diffuseur



La vitesse de rotation du compresseur de 46 946 tr/min donne un rapport de pression supérieur à 12. De plus, le nombre de Mach relatif étant supérieur à 1, l'écoulement au sein du compresseur est hautement compressible avec la présence d'ondes de choc.

L'obtention d'une solution stationnaire pour un domaine avec plusieurs rangées d'aubes (six sous-domaines de calcul) à haute vitesse élève les risques de problèmes de convergence. Afin de remédier ces problèmes (voir section 5.2), plusieurs modifications géométriques ont été effectuées sur la géométrie.

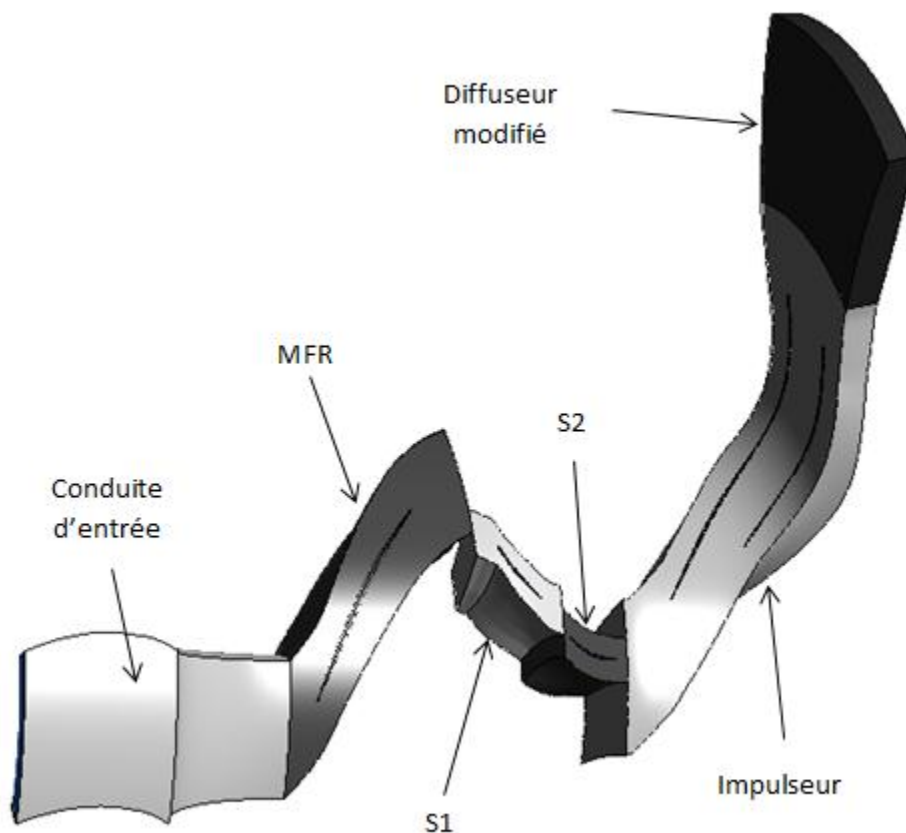


Figure 3.16: Géométrie PWC modifiée

Premièrement, pour améliorer la vitesse de calcul et simplifier le problème, la cavité a été supprimée et remplacée par un mur. Deuxièmement, un jeu d'aube au moyeu a été ajouté au 1<sup>er</sup> stator pour éviter une convergence difficile en régime stationnaire suite à un décrochage à

l'implanture. Finalement, un problème d'interface entre l'impulseur et le diffuseur à tubes a obligé le diffuseur de forme tubulaire à être remplacé par un diffuseur sans vannes, qui correspond à un simple rallongement radial de l'impulseur. La Figure 3.16 représente la géométrie modifiée, utilisée lors de cette étude, tandis que le tableau 3.4 résume les principales caractéristiques de ce compresseur.

R	U	Lc	Vp	Sc	Nspeed
0,064 m	314 m/s	0,521m	0,09 m <sup>3</sup>	0,0010278 m <sup>2</sup>	46946 tr/min

Tableau 3.4: Principales caractéristiques du compresseur modifié de Pratt & Whitney Canada

L'étude de convergence (Annexe H.1) a mené vers un maillage de 1 594 554 éléments présenté sur la Figure 3.17 et dont la répartition des éléments est détaillée dans le Tableau 3.5.

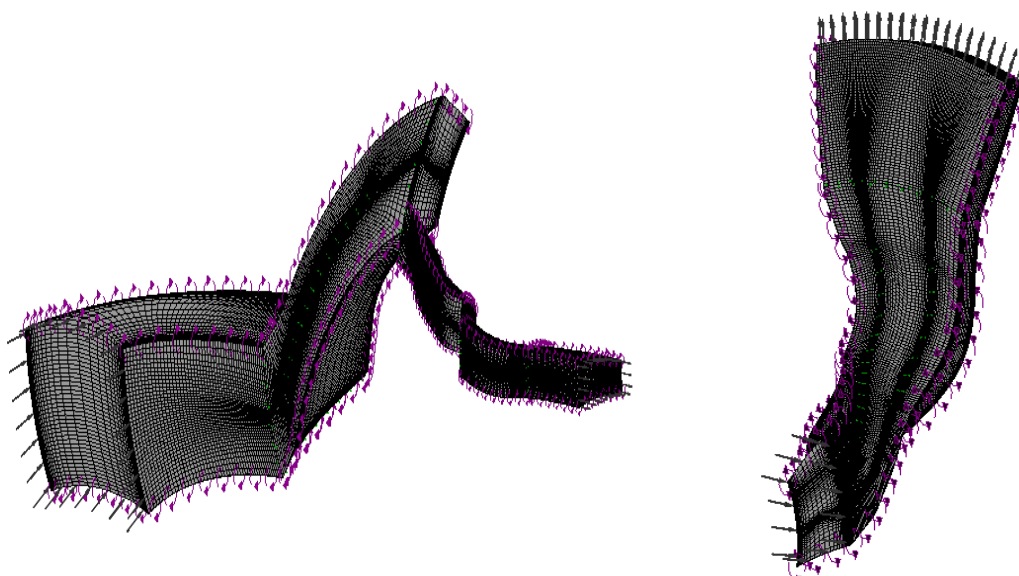


Figure 3.17: Maillage final du compresseur de PWC

	MFR	S1	S2	Impulseur
Envergure	58	55	53	56
Circonférentiel	42	36	38	62
Méridional	81	92	82	152
Jeu d'aube	14	12		20

Tableau 3.5 : Répartition du nombre d'éléments suivant les différentes directions

### 3.4 Démarche suivie lors de la simulation d'un pompage

Cette partie décrit le déroulement des opérations suivies sur CFX afin d'obtenir une simulation de pompage au sein d'un compresseur multi-étagé.

#### Étape 1 : Point Pré-initial

Avant de commencer, il est nécessaire de simuler et d'obtenir avec la géométrie choisie un point stationnaire (stable) en appliquant les conditions limites classiques (pression et température totale en entrée, avec un profil d'angle d'écoulement au besoin, et une pression statique ou un débit massique en sortie). Le fichier .res (fichier de résultats de CFX) servira de condition initiale pour la prochaine étape.

#### Étape 2 : Création du fichier initial

À partir du fichier .cfx (fichier de définition de la simulation) de la simulation précédente, la variable additionnelle (AV), qui permet par la suite d'enregistrer la valeur de la pression de l'itération précédente, est créée et ajoutée dans le dernier sous-domaine de calcul du compresseur. Elle est associée à la valeur de la pression obtenue en sortie du compresseur lors de l'étape précédente. En utilisant exactement les mêmes paramètres de l'étape 1, ainsi que le fichier .res comme condition initiale, quelques itérations seulement (5-10) sont simulées. Cette étape permet d'initialiser l'AV. En effet, cette dernière, avec l'option *TRANS\_LOOP*, récupère la valeur de l'itération précédente. Il est donc nécessaire de lui donner une valeur initiale, qui correspond au point de fonctionnement du compresseur obtenu lors de l'étape 1.

Le fichier .res obtenu lors de cette étape est également utilisé par la suite.

#### Étape 3 : Paramétrage de la simulation

Toujours en utilisant le même fichier .cfx, le paramétrage de la simulation pour le pompage a ensuite été effectué. Les CEL nécessaires (pressions variables, calcul du débit,...) sont ajoutées, les conditions limites d'entrée et de sortie sont changées en *Opening pres. and dirn*, la fonction *Papplyoutlet* est appliquée en sortie du compresseur, l'AV est associé à la variable *PstaticOutlet* et enfin le mode de simulation est passé de *Steady* à *Transient*.

Trois paramètres doivent être déterminés : le pas de temps de la simulation  $\Delta t$ , le nombre de sous-itérations par pas de temps  $Nloop$ , ainsi que le coefficient de fermeture de la vanne  $K_t$ .

La valeur de  $\Delta t$  et  $Nloop$  sont déterminés via des études classiques de convergence (voir section 4.2.2) tandis que l'évaluation initiale de  $K_t$  est effectuée à partir de l'équation (3.8) et du point d'opération stable obtenu lors de l'étape 2.

Par la suite, en utilisant le fichier .res de l'étape 2 comme fichier initial et en appliquant les différents paramètres cités ci-dessus, un nouveau fichier .res est obtenu.

#### **Étape 4 : Simulation du pompage**

Le calcul de pompage effectué numériquement à travers cette méthode reproduit en quelque sorte la procédure expérimentale. En effet, sur un banc d'essai, afin d'obtenir le pompage avec un compresseur suivi d'un plénum et d'une valve, il suffit de fermer progressivement la vanne jusqu'au pompage du compresseur (Figure 1.4).

Ainsi, en reprenant de nouveau les paramètres de la simulation précédente, il suffit de réitérer les mêmes calculs, en augmentant cette-fois ci le coefficient  $K_t$ . Afin de gagner du temps, il est recommandé d'utiliser à chaque fois le fichier de la simulation précédente.

Si le nouveau point de fonctionnement obtenu lors du choix du nouveau  $K_t$  est stable, l'évolution de la pression adimensionnelle ( $\psi$ ) et du débit adimensionnel ( $\Phi$ ) en fonction du temps ( $\xi$ ) convergerait vers une valeur fixe ou vers une oscillation de très faible amplitude autour d'une valeur fixe.

En revanche, lorsque  $K_t$  atteint la valeur critique associé au pompage, de fortes oscillations de pression et de débit adimensionnels peuvent être observées, telles qu'illustrées sur les Figures 3.18 et 3.19.

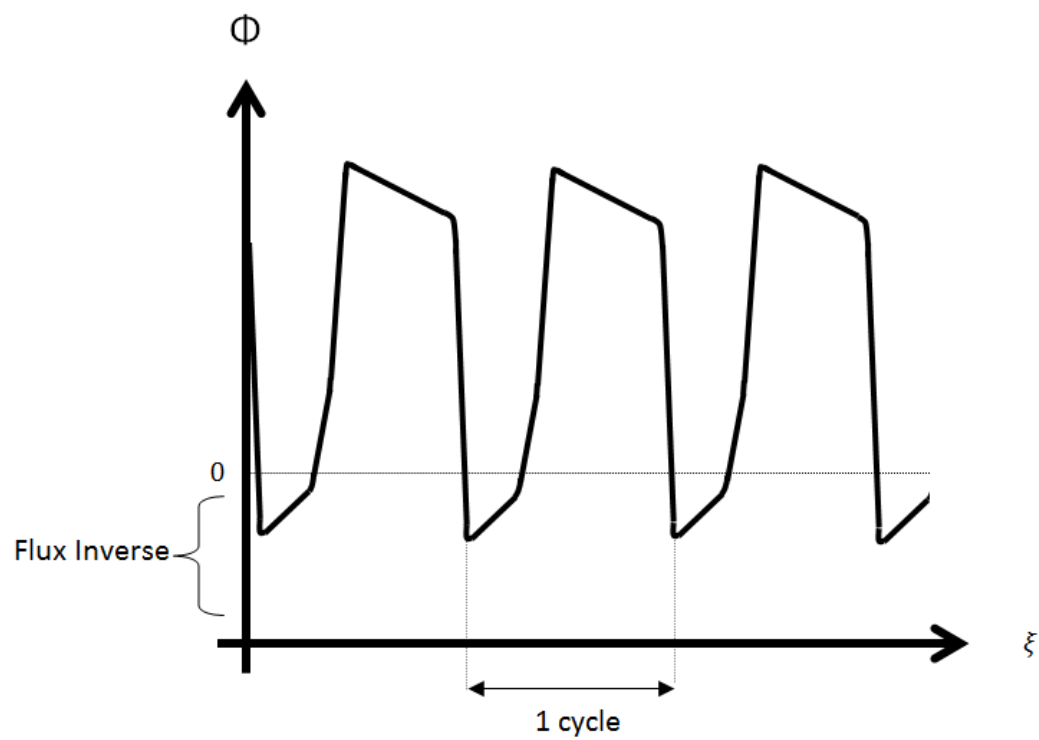


Figure 3.18: Courbe de variation du débit en fonction du temps lors d'un pompage

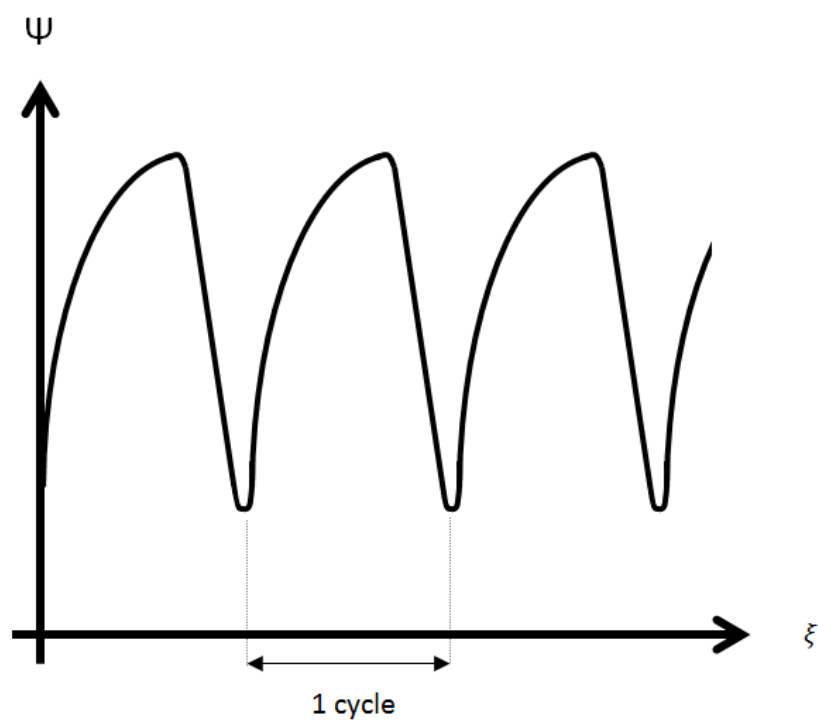


Figure 3.19: Courbe de variation de la pression en fonction du temps lors d'un pompage

Durant la résolution du problème instationnaire (CFX-Solver), il est possible d'afficher l'évolution temporelle de n'importe quelle variable, peu importe la localisation souhaitée (à condition de les avoir précisées préalablement lors de la définition de la simulation). Les résultats obtenus peuvent ensuite être facilement extraits vers des fichiers Excel, sans avoir besoin d'utiliser l'outil de post-processing (CFX-Post) peu pratique lors d'études temporelles.

Les forces appliquées sur chaque pale peuvent être relevées, permettant ainsi de connaître les contraintes qu'elles subissent durant un cycle de pompage. De plus, la fréquence des oscillations peut être mesurée et comparée à la fréquence naturelle des aubes (étude de résonance). Enfin, l'évolution durant un cycle de pompage des pressions et températures aux points d'extraction d'air est accessible et peut être évaluée.

## CHAPITRE 4 RESULTATS DU MIT-GTL-LS3

Ce chapitre présente les résultats de simulation de pompage obtenus avec la géométrie du MIT-GTL-LS3. Une étude en régime stable a tout d'abord été effectuée dans le but de valider le maillage, puis de vérifier si les résultats obtenus sont cohérents avec les données expérimentales. Ensuite, une étude paramétrique a permis d'évaluer les effets de certaines variables et de valider les choix effectués. Enfin, une comparaison avec des résultats expérimentaux a été effectuée, permettant d'observer les limites du modèle numérique et ainsi y apporter certaines modifications.

Le temps de simulation représente le critère le plus critique de cette méthodologie et est l'élément le plus décisif quant à la possibilité d'utilisation de l'outil dans l'industrie. Ainsi, la plupart des choix effectués par la suite en sont grandement influencés. L'optimisation du temps de résolution du problème a par conséquent été en permanence prise en considération.

### 4.1 Étude régime stable

Après avoir validé numériquement le maillage utilisé (Annexe F), il a été nécessaire de justifier l'utilisation de l'option incompressible, ainsi que de prouver la cohérence des résultats obtenus en les comparant avec des résultats expérimentaux.

Le compresseur du MIT a notamment été choisi pour la simplicité qu'impliquait l'étude d'un écoulement incompressible ( $Mach < 0.3$ ) au sein d'un compresseur. Par conséquent, afin de faciliter la convergence et augmenter la vitesse de résolution du problème, il a été choisi de résoudre le problème numérique en considérant l'air comme un gaz incompressible, dont les propriétés sont fixées pour une température de 298 K.

Pour s'assurer qu'une telle hypothèse influence peu les résultats obtenus, la courbe caractéristique du compresseur a été obtenue avec les deux modèles (compressible et incompressible). La Figure 4.1 montre que la différence entre les deux modèles reste faible et peut être considérée comme négligeable. Il est intéressant de noter que suite à plusieurs simulations, la différence des pentes proche du point d'instabilité entre les modèles compressible et incompressible n'influence pas les résultats de pompages.

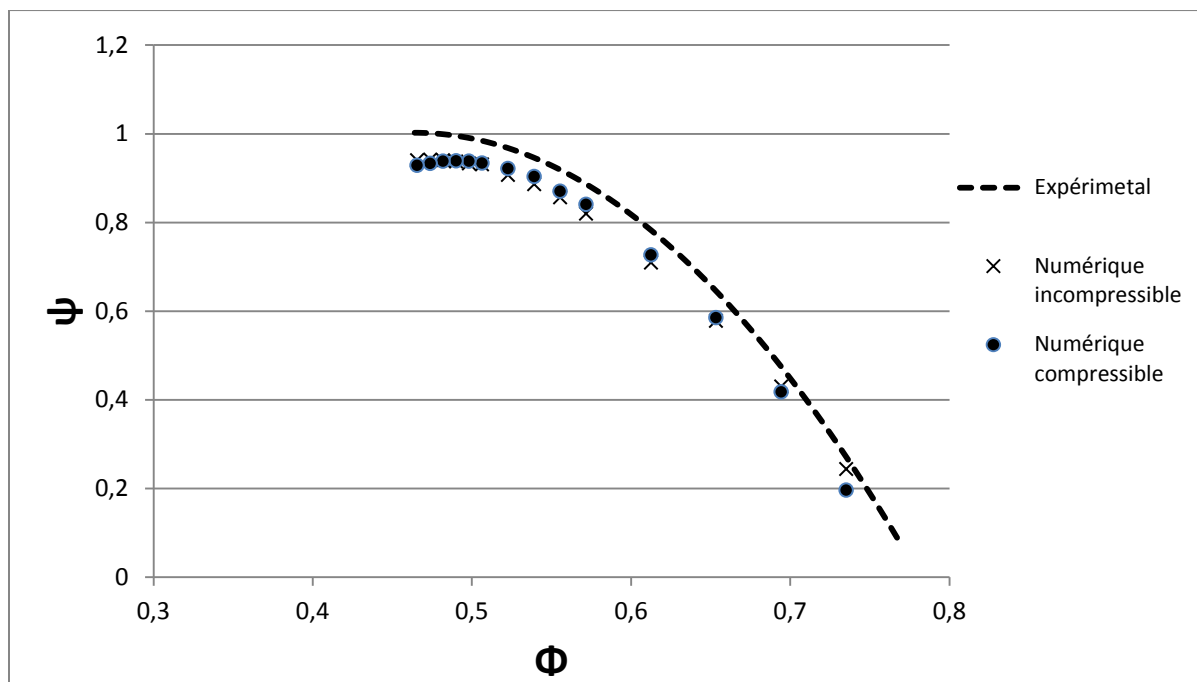


Figure 4.1: Courbe caractéristique (stable) simulée en incompressible et en compressible comparée à la courbe expérimentale du compresseur du MIT GTL-LS3

Avant de s'attaquer au phénomène de pompage, il est également important de s'assurer que les résultats obtenus numériquement sont significatifs par rapport à ceux obtenus expérimentalement.

Protz [42] a fourni à travers sa thèse les équations obtenues à partir de mesures expérimentales qui reflètent assez fidèlement le comportement du compresseur dans les trois régimes existant (courbe caractéristique stable, courbe décrochée et courbe flux inversé).

La Figure 4.1 compare, pour la partie stable du compresseur, les résultats expérimentaux de Protz avec les résultats numériques obtenus.

Les pressions numériques exposées ci-dessus correspondent à des moyennes surfaciques effectuées en sortie du compresseur. En effet, l'écoulement de sortie étant purement axial, il est supposé que la pression relevée expérimentalement sur le carter y est uniformément répartie.

Les courbes expérimentales et numériques sont proches, pour lesquelles le maximum de rapport de pression semble avoir lieu à un coefficient débit similaire, ce qui est plutôt satisfaisant.



La petite différence de pression entre les courbes caractéristiques expérimentales et numériques est très probablement due à l'approximation faite sur la géométrie des aubes du compresseur. Néanmoins, les résultats obtenus restent suffisamment convenables pour attester que l'étude numérique du compresseur multi-étagé est vérifiée, et que les résultats obtenus sont cohérents dans sa partie stable.

## 4.2 Étude Régime instationnaire : Pompage

Afin d'obtenir un pompage numérique du compresseur, la méthodologie de la Section 3.4 a été suivie. Il a été trouvé que le coefficient de la vanne  $K_t$  permettant le pompage vaut 8.8.

La fréquence des oscillations lors du phénomène de pompage n'est pas directement proportionnelle à la vitesse de rotation du compresseur. Elle se situe généralement entre 3 et 10 Hz pour les compresseurs industriels hautes vitesses, et est couramment un peu plus faible pour les compresseurs basses vitesses [7]. Par conséquent, le pas de temps a été choisi en fonction du cycle de pompage plutôt qu'en fonction de la vitesse de rotation. Afin de s'assurer d'obtenir au moins 1000 points de mesure par cycle de pompage et d'avoir un temps de calcul qui reste raisonnable, la valeur du pas de temps  $\Delta t$  a été fixée à 0.0002s (soit 1667 itérations pour une fréquence de 3Hz). Le nombre de sous-itérations  $Nloop$  à lui été fixé à 4. La validation de ces coefficients est détaillée par la suite (section 4.2.2).

Contrairement à la géométrie réelle, le modèle actuel ne prend pas en compte les conduites d'entrée et de sortie (hypothèse de la section 3.2.7). La longueur  $L_c$  du compresseur considéré avec ce modèle est donc de 0.67 m (au lieu de 1.97 m).

Afin de rester cohérent, en s'appuyant sur l'hypothèse de similitude de Greitzer [12], le volume du plénum  $V_p$  a tout d'abord été choisi de telle sorte que le coefficient  $B$  reste identique à la géométrie initiale. Ainsi, le volume du plénum permettant de conserver un coefficient  $B=1$  est de 3.66 m<sup>3</sup>, au lieu de la valeur initiale de 9.66 m<sup>3</sup>.

Finalement, toujours dans l'objectif de gain de temps de simulation, il a été choisi de ne pas utiliser l'option *Double Precision*. En effet, elle n'est pas nécessaire dans le cas où les gradients de pressions sont relativement faibles [34].

### 4.2.1 Résultats

Les Figures 4.2 à 4.8 représentent les résultats obtenus lors de cette première simulation. La variation du coefficient de pression en fonction du coefficient de débit est décrite sur la Figure 4.2. Ces valeurs sont prises en entrée et en sortie du compresseur. La pression est moyennée par rapport à l'aire du compresseur. Le cycle obtenu semble typique d'un pompage qualifié de « profond ». En effet, une partie de la courbe se situe du côté des débits négatifs, indiquant un inversement de flux pendant le cycle. Ces résultats sont similaires à ceux observés par Greitzer (Figure 2.2).

La Figure 4.3 montre la variation des coefficients de pression et de débit massique en fonction du temps adimensionnel. Les courbes obtenus, fortement semblables à celles de la théorie (Figures 3.18 et 3.19), montrent l'aspect instable mais cyclique du pompage au sein du compresseur. Plusieurs cycles répétitifs peuvent clairement être identifiés. Une période de chaque variation (pression et débit) est représentée à travers les Figures 4.4 et 4.5.

Il est possible d'identifier sur les Figures 4.2, 4.4 et 4.5 quatre zones principales du cycle de pompage. La zone 1 correspond à la partie stable du compresseur, c'est-à-dire à sa plage fonctionnelle. Lors de l'augmentation de la charge (augmentation de la fermeture de la vanne), la pression à la sortie du compresseur va progressivement augmenter, tandis que le débit diminue. Au-delà du sommet de la caractéristique, le compresseur n'arrive plus à fournir l'augmentation de pression nécessaire pour maintenir celle présente dans le plénum. Le débit diminue alors très rapidement au sein du compresseur, jusqu'à en devenir négatif. En revanche, la pression en sortie du compresseur, qui est reliée à la quantité de masse stockée dans le plénum, diminue lentement. Cette étape, très rapide, correspond à la zone 2. Lors de la zone 3, le plénum continue de se vider progressivement, non seulement du côté de la turbine, mais également du côté du compresseur (débit négatif). La variation de débit au sein du compresseur devient alors similaire à celle au sein de la turbine. Elle est proportionnelle à la racine carrée de la différence de pression entre le plénum et l'atmosphère, et diminue régulièrement mais beaucoup plus lentement que lors de la zone 2. Puis, une fois la pression au sein du plénum relativement faible, le compresseur arrive de nouveau à « pomper » le fluide. Cette étape correspond à la zone 4. Le débit va donc augmenter soudainement jusqu'à l'atteinte d'un point stable de la zone 1. Si, par rapport à la période

précédente, les conditions physiques n'ont pas changées, le même cycle de pompage se répète perpétuellement.

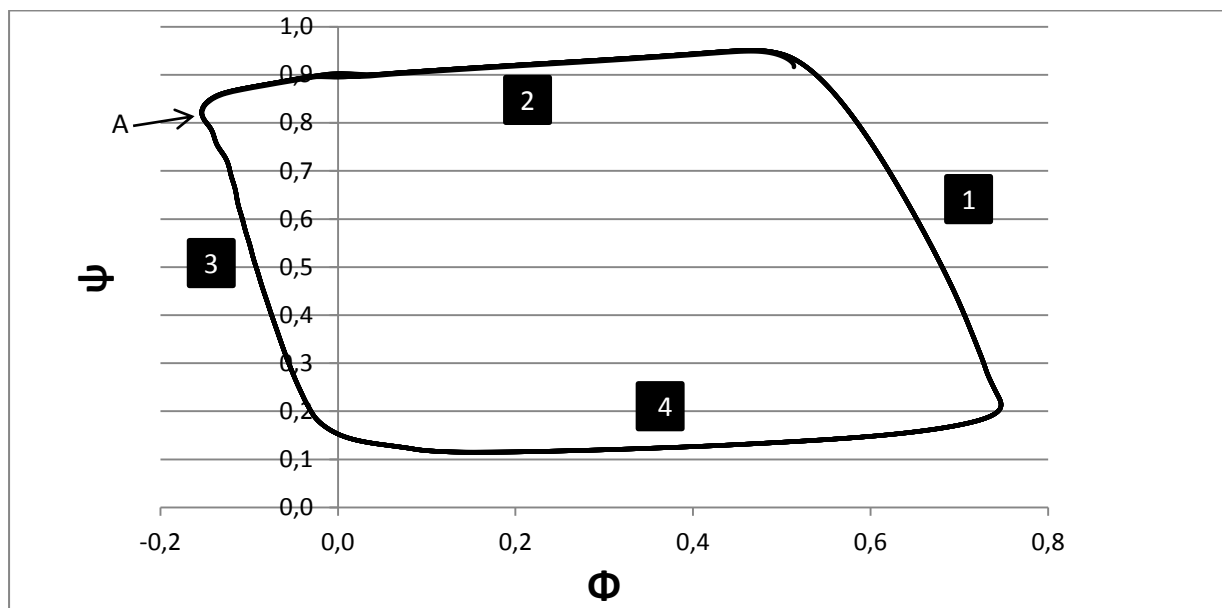


Figure 4.2: Résultat du cycle de pompage représentant la variation du coefficient de pression en fonction du coefficient de débit

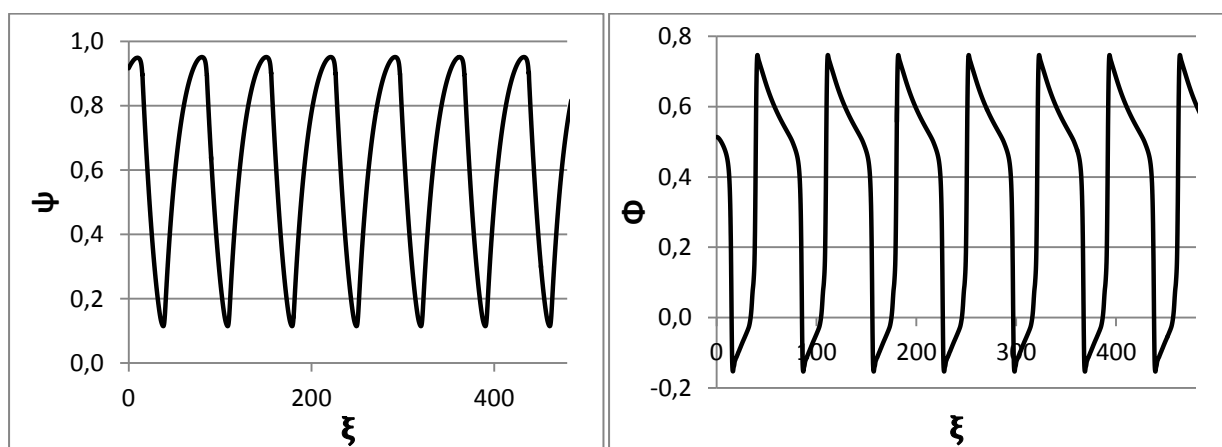


Figure 4.3: Variation des coefficients de pression et de débit en fonction du temps adimensionnel

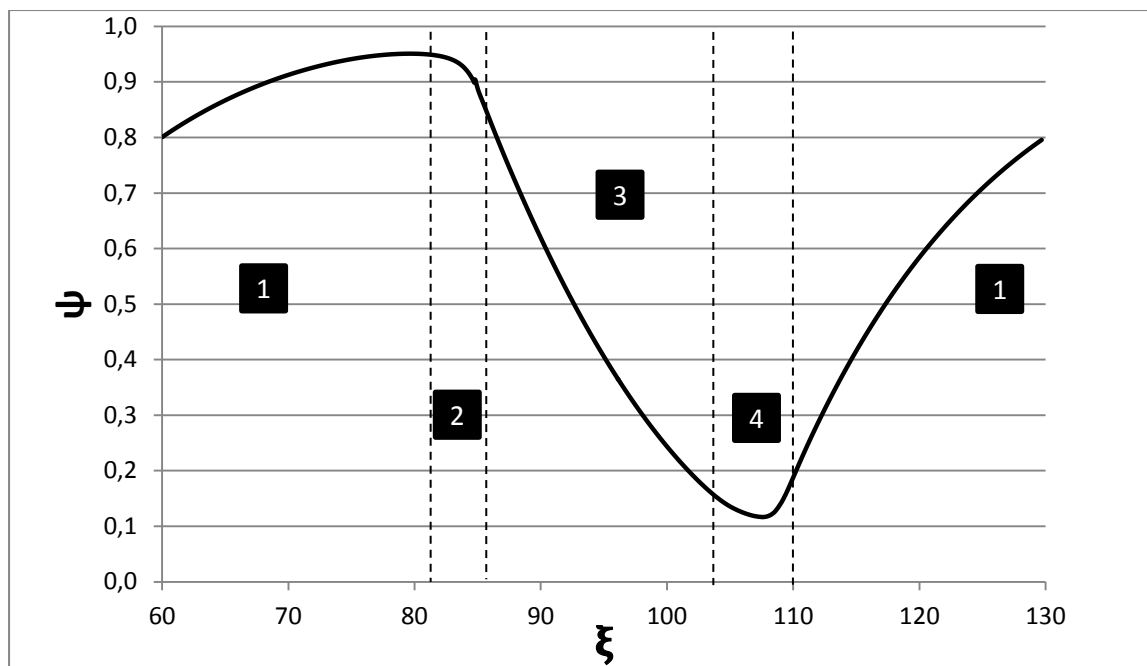


Figure 4.4: Un cycle de variation du coefficient de pression en fonction du temps

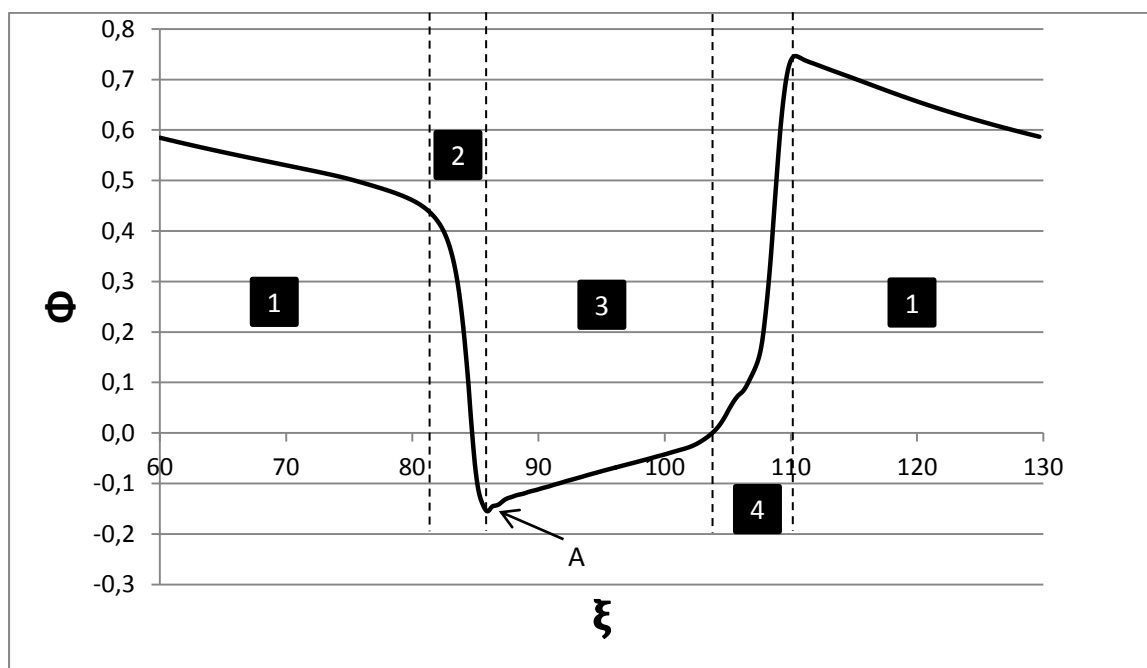


Figure 4.5: Un cycle de variation du coefficient de débit en fonction du temps

Jusqu'ici, seuls les pressions et les débits moyennés en sortie et en entrée du compresseur ont été analysés. Cependant, la CFD permet, contrairement aux modèles 1D analytiques, d'avoir accès à toutes sortes d'informations, peu importe la localisation au sein du compresseur.

Par exemple, la Figure 4.6 représente l'état chaotique du flux d'air au sein du compresseur, à l'envergure moyenne du rotor 3, lors de l'inversement de l'écoulement (point A des Figures 4.2 et 4.5).

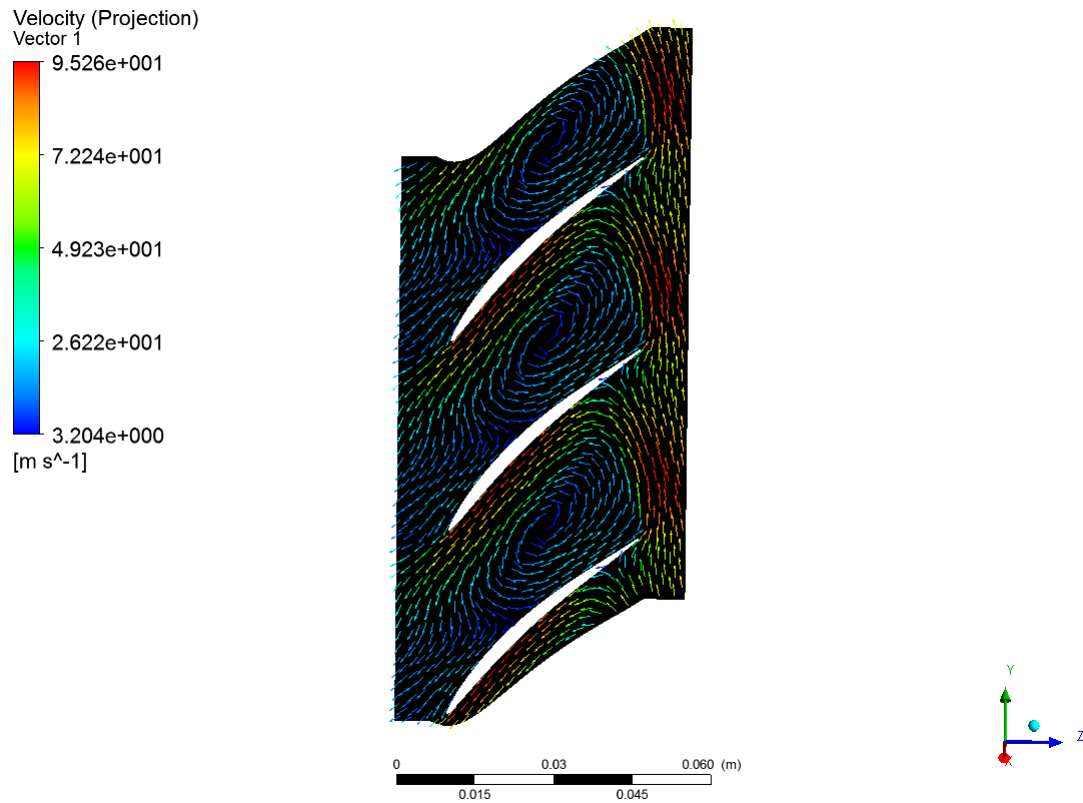


Figure 4.6: Représentation de l'écoulement lors de l'inversement du flux du gaz à l'envergure moyenne du rotor 3

Il est également possible, à l'aide du graphique en temps réel de CFX-Solver (ou de CFX-Post), de mesurer temporellement les forces exercées sur chaque aube, ainsi que de relever les pressions entre chaque étage. Le graphe de la Figure 4.7 présente la variation temporelle de la force axiale adimensionnelle  $\sigma$  ( $\sigma = \frac{Force}{\rho U^2 S_c}$ ) appliquée sur le rotor 3, tandis que la Figure 4.8 présente la variation de pression moyennée entre le stator 2 et le rotor 3.

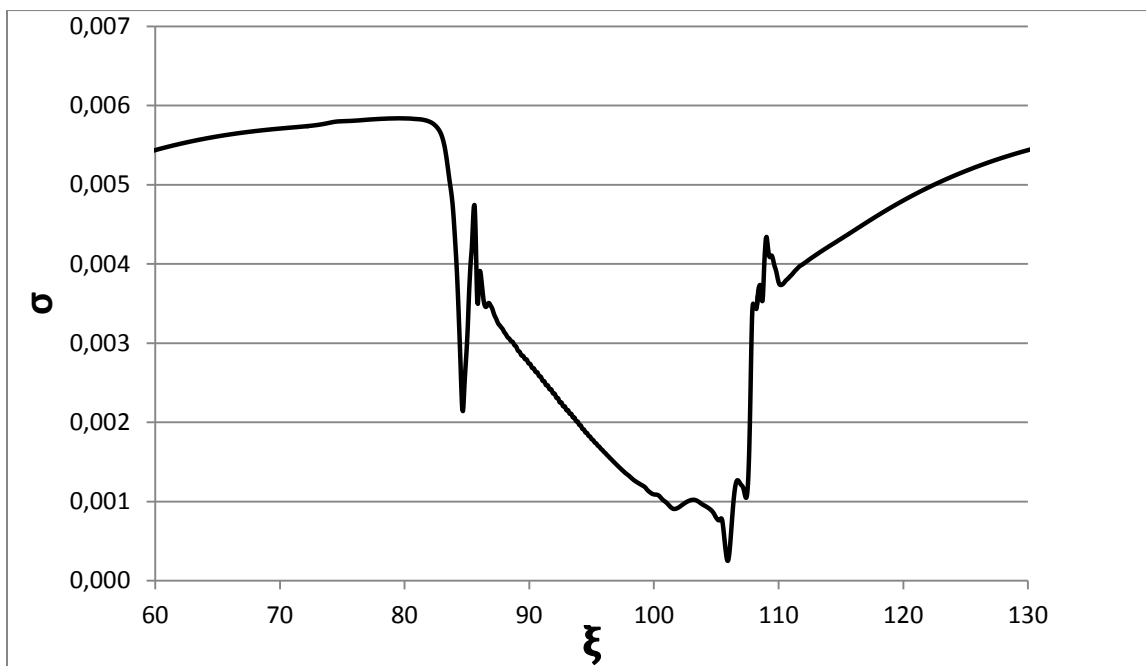


Figure 4.7: Variation temporelle de la force adimensionnelle axiale appliquée sur le Rotor 3 lors d'un cycle de pompage

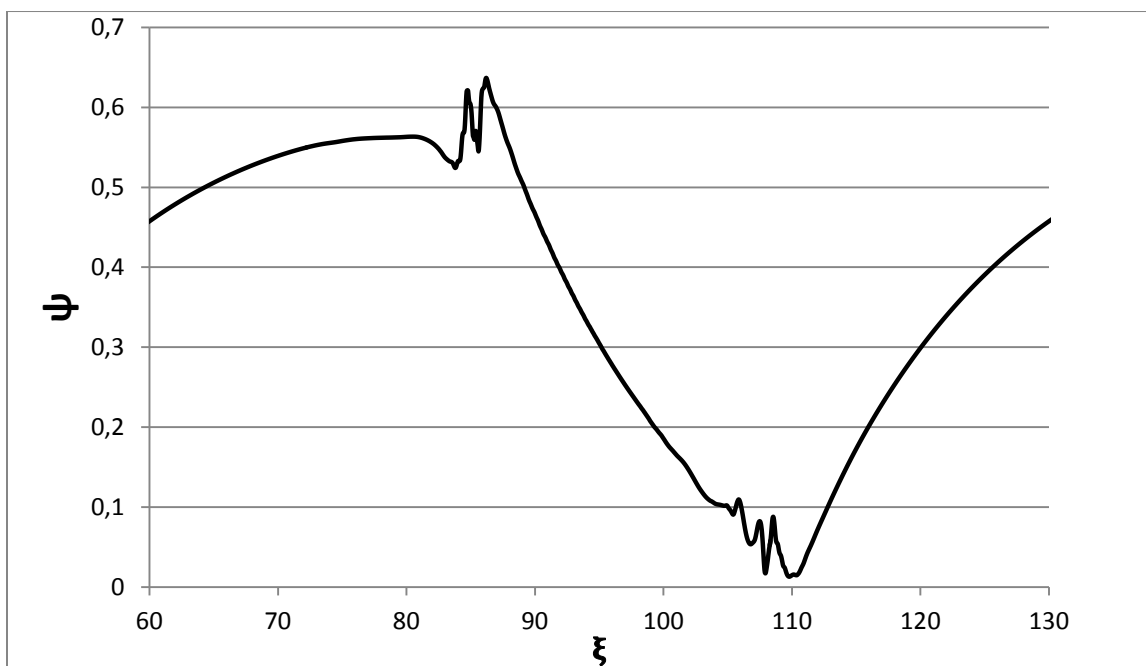


Figure 4.8: Variation temporelle de la pression adimensionnelle entre les rangées d'aubes S2 et R3 lors d'un cycle de pompage

## 4.2.2 Étude paramétrique

Une brève étude paramétrique a été effectuée dans le but de déterminer l'influence des paramètres de calculs  $\Delta t$ , *Nloop* et *Double Precision*, dans le but d'obtenir le meilleur rapport précision/temps de calcul et de valider les choix effectués dans la section 4.2.1.

### *Double Precision*

L'option *Double Precision* permet notamment d'augmenter la précision des calculs en passant du 32 bits au 64 bits. La mémoire utilisée dans ce cas sera donc deux fois plus importante, pour un même calcul. Cette option est fortement recommandée par l'aide CFX [34] lors de grandes variations de pression ou de taille des mailles.

Pour s'assurer que la non utilisation de cette option n'influence pas les résultats obtenus, des calculs de pompage avec et sans l'option ont été effectués. Il s'avère qu'aucune différence n'a été notifiée en ce qui concerne la variation de la pression en sortie du compresseur,. Ceci s'explique notamment par des gradients de pression assez faibles.

Qui plus est, le temps de calcul lors de l'utilisation de l'option *Double Precision* est quasiment deux fois plus élevés que *Single Precision*.

Il n'est donc pas nécessaire d'utiliser cette option lors de la simulation de pompage avec le modèle géométrique du compresseur du MIT GTL-LS3.

### **Pas de temps $\Delta t$**

Le pas de temps  $\Delta t$  est incontestablement, avec le maillage, le paramètre le plus influant sur la durée de simulation. Plus celui-ci sera élevé, plus les résultats seront obtenus rapidement. En revanche, la qualité du résultat pourrait en être grandement diminuée.

Une étude de convergence du pas de temps  $\Delta t$  a donc été effectuée, en ayant comme objectif de trouver le meilleur couple temps de calcul/précision des résultats. Pour ce faire, il a été choisi de fixer le paramètre de sous-itérations *Nloop* égal à 4.

Les Figures 4.9 et 4.10, ainsi que le Tableau 4.1, regroupent les résultats obtenus pour un pas de temps variant de 0,001s (258 itérations par cycle) s à 0,0001 s (2582 itérations par cycle).

Les résultats de la Figure 4.9 sont forts intéressants puisqu'ils démontrent que le  $\Delta t$  n'influence pas la taille des amplitudes de la pression et du débit massique en sortie du compresseur. Ainsi, si l'intérêt d'un futur utilisateur porte sur ces variations d'amplitude, un pas de temps élevé pourra être utilisé.

En revanche, le pas de temps modifie légèrement la fréquence des oscillations périodiques. Plus le pas de temps diminue, plus la fréquence d'oscillation semble diminuer et converger vers une valeur finale.

Cependant, les plus grosses différences induites par le choix du pas de temps n'apparaissent pas en sortie du compresseur, mais bien aux différentes interfaces. La Figure 4.10 compare l'évolution de pression en fonction du temps entre chaque rangée d'aubes pour des pas de temps de 0,001s et de 0,0001s. Il est intéressant de noter que ces graphes mettent en avant les trois étages du compresseur, chaque étage étant composé d'un rotor et d'un stator. Lors des changements brusques de débit massique (zones 2 et 4 de la Figure 4.2), il est possible d'observer qu'un pas de temps élevé va filtrer et inhiber les sous oscillations, comparé à un  $\Delta t$  faible. Ainsi, le pas de temps aura un rôle crucial sur la précision des variations de pression (et de débit) aux interfaces lors des variations rapides de débit.

Le Tableau 4.1 quant à lui résume le temps de calcul pour obtenir trois cycles de pompage avec huit processeurs en parallèles. Le calcul est assez simple, puisqu'une division du  $\Delta t$  par deux augmentera deux fois le nombre d'itérations, et par conséquent le temps de calcul par deux.

Le choix du pas de temps permettant un meilleur rendement précision/temps de calcul est 0.0002 secondes pour cette géométrie, tel que choisi dans la section 4.2.1.

$\Delta t$	Nombre itérations/cycle	Temps de calcul		Nombre de cycle obtenus	Nombre processeurs
0,0001 s	2582	160 h	6,7 jours	3	8
0,0002 s	1291	80 h	3,3 jours	3	8
0,0005 s	516	32 h	1,3 jours	3	8
0,001 s	258	16 h	0,7 jours	3	8

Tableau 4.1: Résumé du temps de calcul pour chaque  $\Delta t$



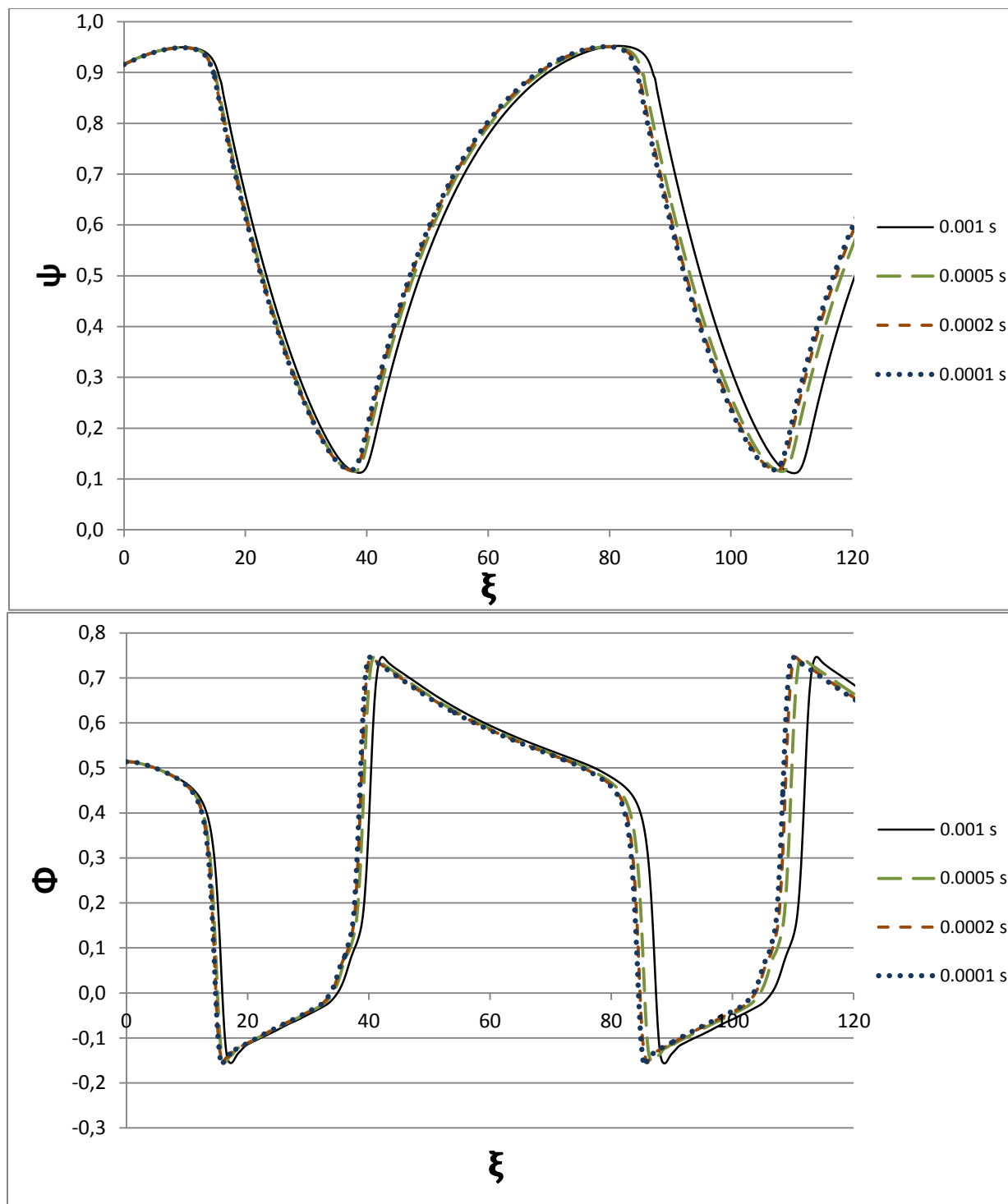


Figure 4.9: Variation du coefficient de pression et de débit en fonction du temps adimensionnel pour différents pas de temps

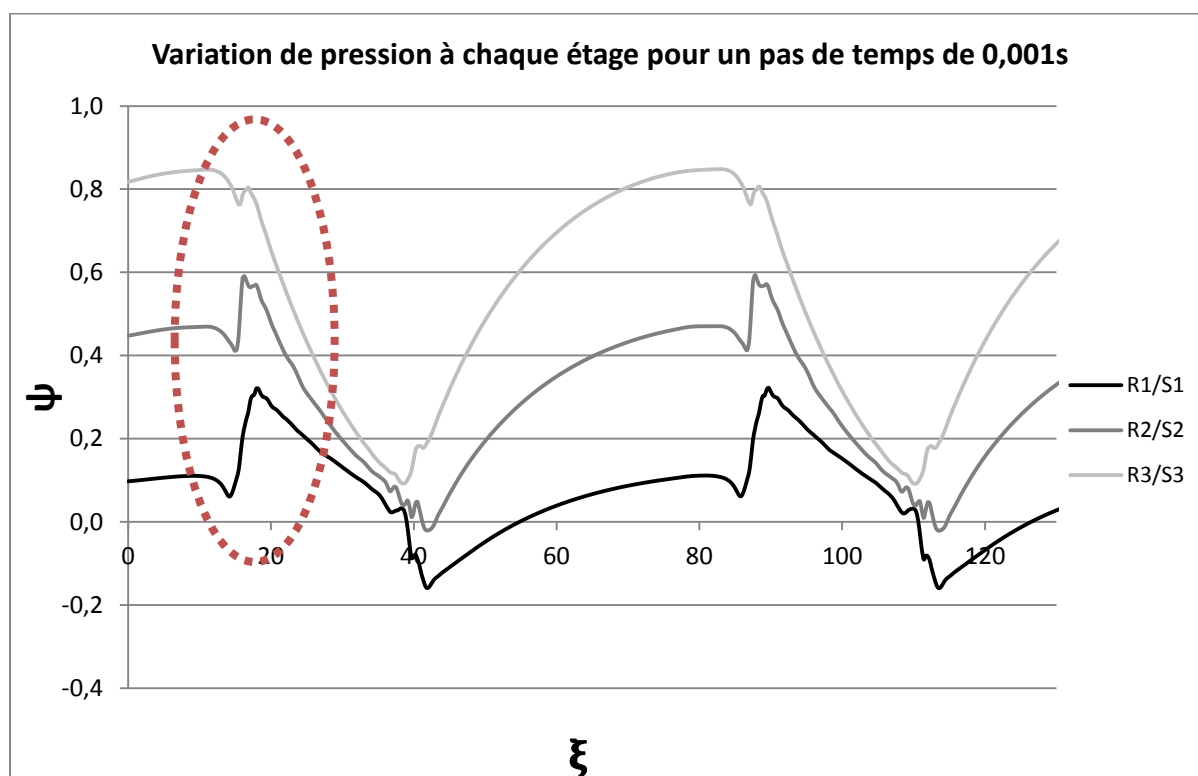
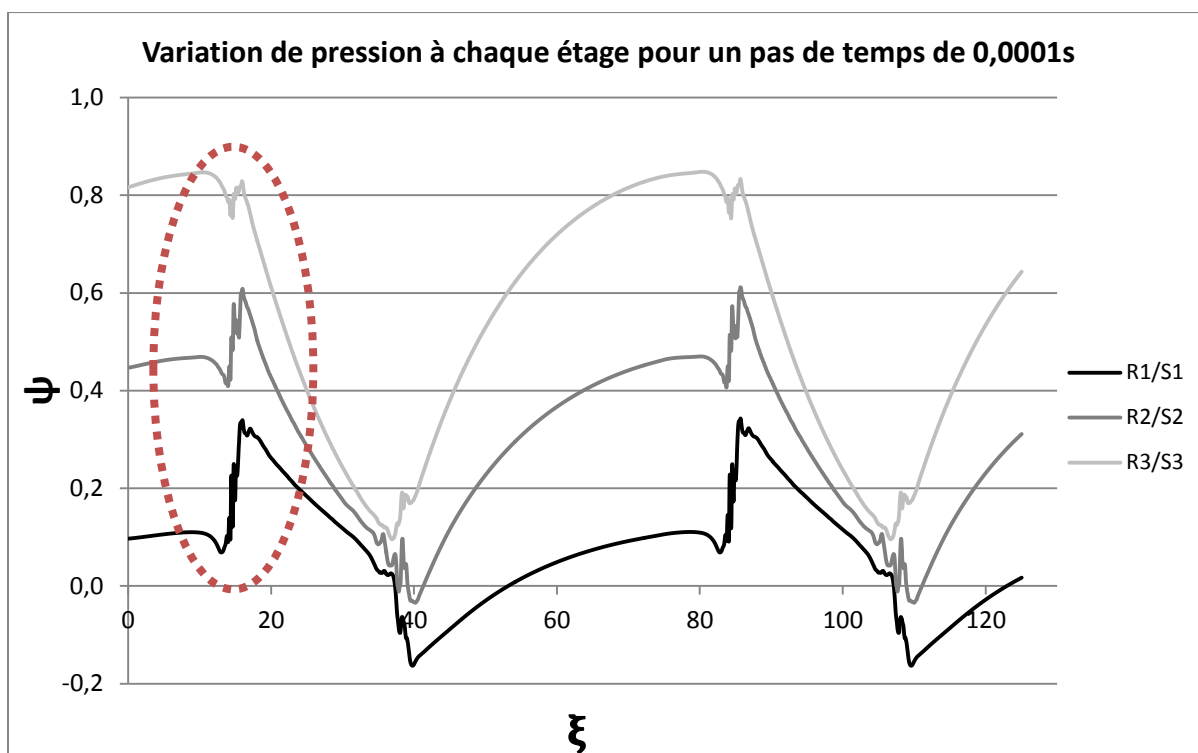


Figure 4.10: Variation temporelle de pression à différents étages pour deux  $\Delta t$  différents

### Nombre de sous-itérations $Nloop$

La Figure 4.11 montre la variation du coefficient de pression et de débit en sortie du compresseur en fonction du temps adimensionnel pour différents coefficients  $Nloop$ .

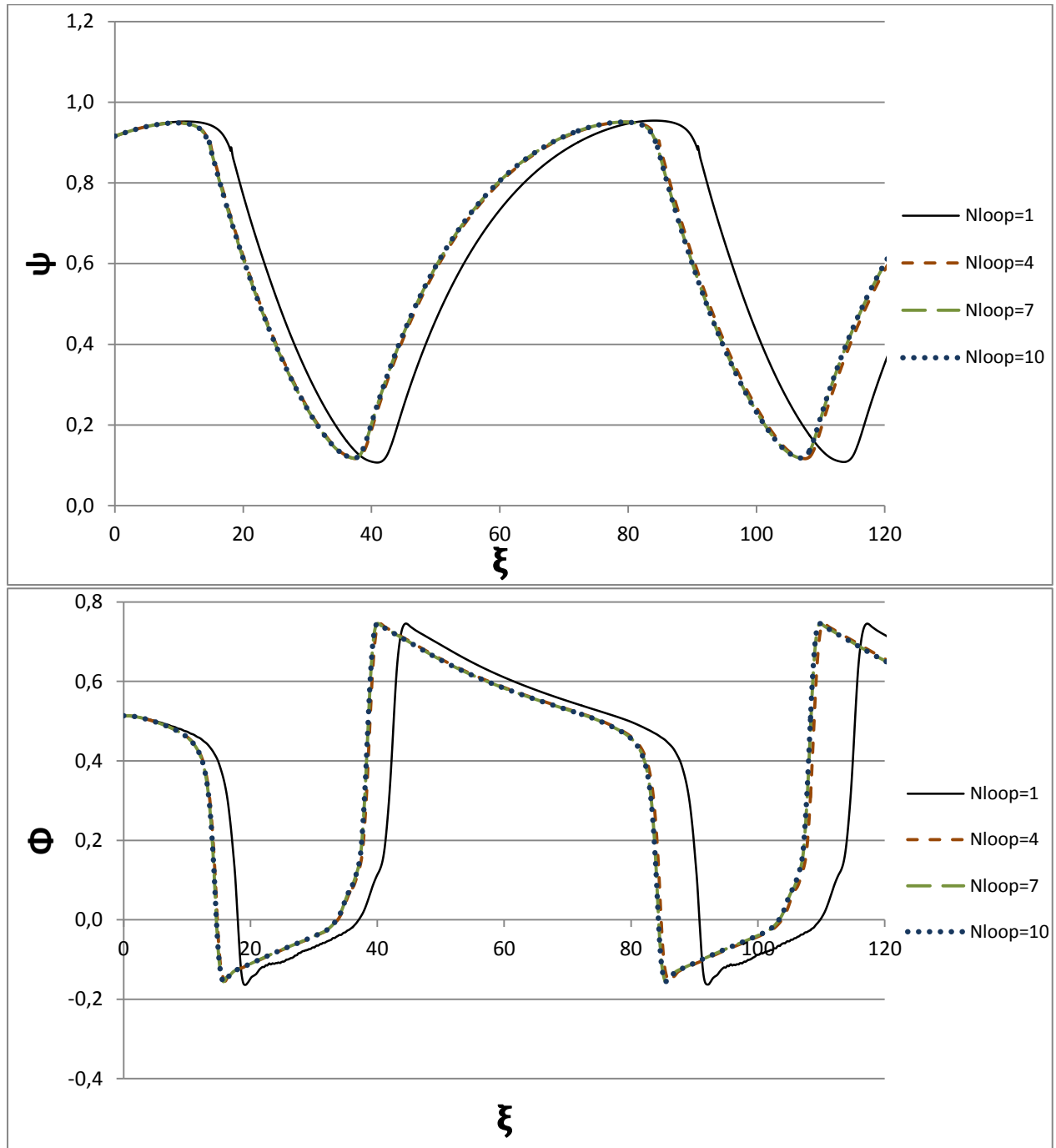


Figure 4.11: Variation temporelle des coefficients de pression et de débit pour différents nombre de sous-itérations

L'étude effectuée dans le but d'attribuer le nombre de sous-itérations est similaire à la précédente. Cependant, celle-ci ne sert qu'à confirmer les conseils fournis par l'aide CFX [34]. En effet, il est indiqué qu'il est préférable d'améliorer le pas de temps d'une simulation plutôt que de modifier le nombre de sous-itérations, dont la valeur doit de préférence être supérieure à 3. En d'autres termes, le réglage du nombre de sous-itérations est secondaire par rapport à celui du  $\Delta t$ . C'est pour cette raison que l'étude du pas de temps a été effectuée en première et séparément de celle du nombre de sous-itérations. Pour cette étude, le pas de temps a été fixé à 0,0002 secondes (1291 itérations/cycle).

Les résultats obtenus confirment ceux indiqués par l'aide CFX. Même si le nombre de sous-itérations semble peu influencer l'amplitude des oscillations, seule la fréquence obtenue pour le coefficient  $Nloop=1$  est différente. Les résultats obtenus pour les valeurs égales ou supérieures à 4 sont quasiment identiques. Ainsi, un nombre de sous-itérations de 4 semble largement suffisant.

### 4.2.3 Comparaison avec les résultats expérimentaux

Les données expérimentales du pompage du compresseur proviennent essentiellement de la thèse de Protz [42], dans laquelle il fournit la variation de pression en fonction du débit massique lors d'un pompage profond (Figure 4.12) ainsi qu'une courbe de variation de débit massique en fonction du temps (Figure 4.13).

La Figure 4.12 compare les résultats obtenus numériquement avec les valeurs expérimentales de Protz. Par manque de précision sur la position exacte des capteurs utilisés par Protz, il a été choisi de mesurer une variation moyennée surfacique de pression en sortie du compresseur. Les résultats sont plutôt satisfaisants puisque les courbes obtenues ont des tendances et des amplitudes similaires. Les différences de pression maximum et minimum sont très probablement liées à l'approximation géométrique de la forme des aubes du compresseur, dont l'effet était déjà présent lors de la comparaison des courbes caractéristiques en régime stable dans la section 4.1. Il est donc probable que sans ces erreurs initiales, les amplitudes obtenues soient identiques. Dans les deux cas, un retour de flux semblable peut être observé, même si l'amplitude maximum de l'expérimental semble légèrement plus faible.

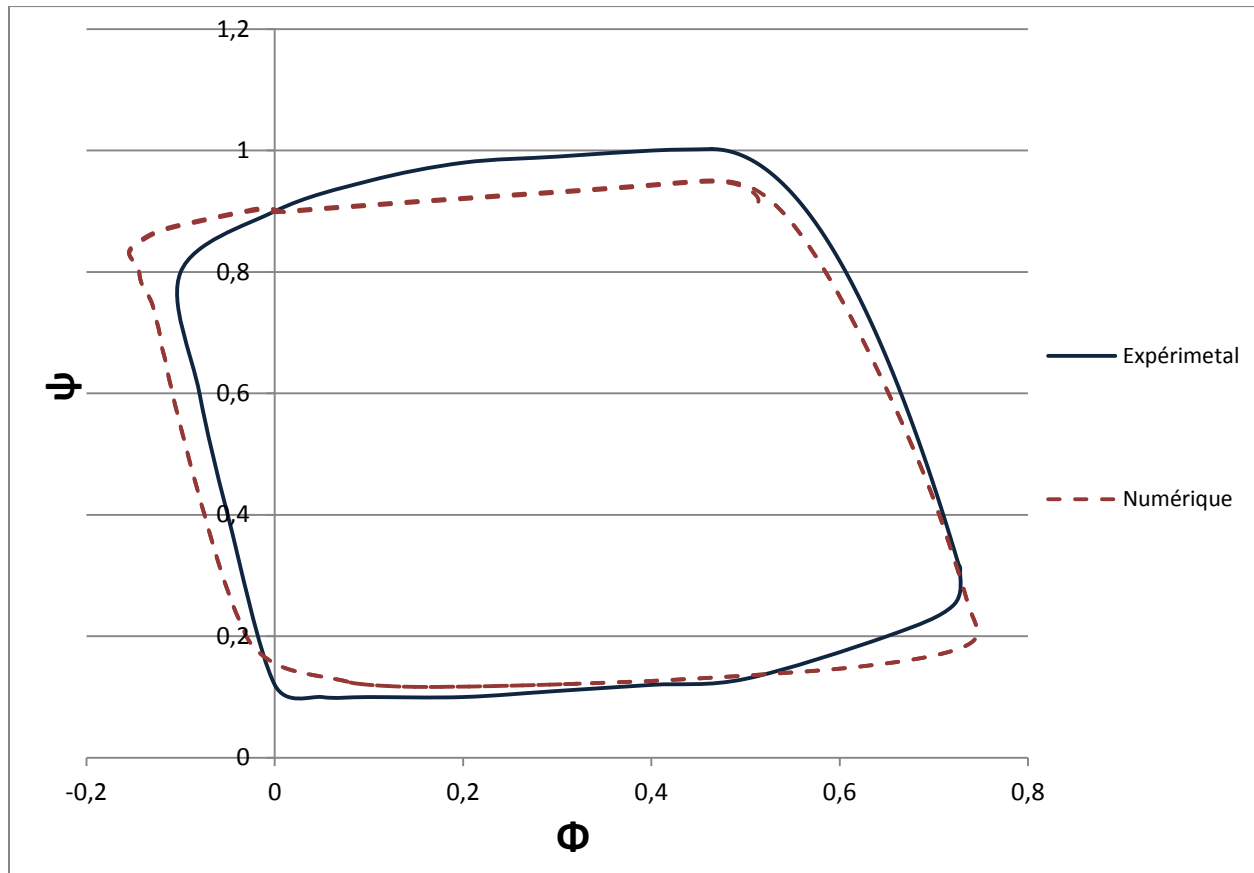


Figure 4.12: Comparaison du cycle de pompage numérique et expérimental

La Figure 4.13 montre la variation expérimentale de débit en fonction du nombre de tour de l'arbre, à trois positions circonférentielles différentes, mesurées par Protz [42]. Afin de pouvoir les comparer, les deux courbes supérieures ont été artificiellement décalées par Protz en ajoutant une valeur constante à la vitesse réellement mesurée. Ce principe est généralement utilisé lors de l'observation du décrochage tournant, ce qui permet de faciliter l'observation la propagation circonférentielle des cellules décrochées. La courbe inférieure de ce graphique semble indiquer que la vitesse mesurée est en permanence positive. Ceci s'explique notamment par la nature des capteurs utilisés, les fils chauds qui ne peuvent pas déceler la direction de l'écoulement, mais seulement son intensité. Afin de s'assurer que l'écoulement a bien été inversé, des tests de fumée avaient été effectués pendant le pompage du compresseur. Ainsi, Protz a inversée le signe des valeurs de vitesses obtenues lors du pompage pour tracer le cycle de pompage de la Figure 4.12. Enfin, l'aspect identique et l'absence de décalage temporelle entre les

3 courbes de la Figure 4.13 indique le comportement axisymétrique du pompage et permet de valider l'hypothèse 1D effectuée en simulant qu'en seul passage d'aube.

La tendance ainsi que les amplitudes des variations de pression et débit ayant été validées grâce au graphique de la Figure 4.12, seule la fréquence de ces oscillations reste à vérifier. Pour ce faire, la période d'une oscillation a été calculée à partir du graphique de la Figure 4.13.

La vitesse de rotation étant de 2600 tr/min et la longueur d'une période semblant proche de 37 tours, il est possible de déduire que la fréquence d'oscillation expérimentale se trouve aux alentours de 1.17 Hz. En revanche, en s'appuyant sur la Figure 4.3, la fréquence des oscillations obtenue numériquement est proche de 3.88 Hz, soit plus de trois fois plus élevée.

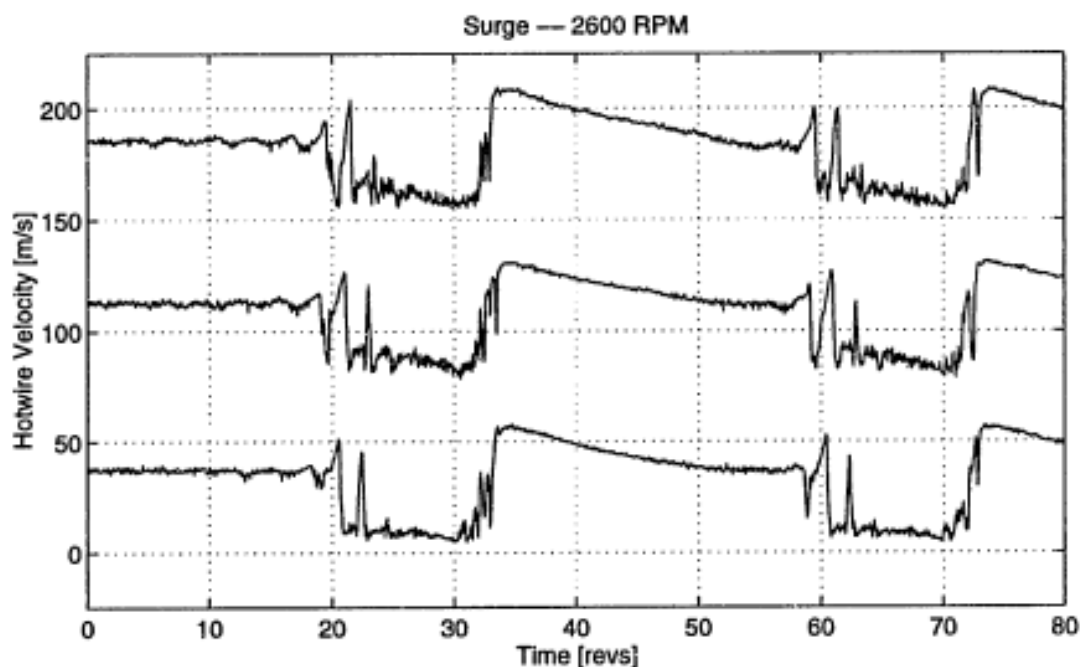


Figure 4.13: Variation expérimentale de la vitesse du fluide obtenue par fils chaud, pour trois positions circumférentielles différentes, en fonction du nombre de révolutions [42]

En résumé, les résultats numériques obtenus permettent d'obtenir un pompage similaire à l'expérimental en termes de comportement (même type d'oscillations) et d'amplitudes.

Cependant, certains ajustements du modèle numérique ont besoin d'être effectués en ce qui concerne la fréquence de ces oscillations.

#### 4.2.4 Adaptation du modèle numérique

Bien que les résultats des simulations numériques soient satisfaisants, il a été nécessaire de réviser certains paramètres de simulation afin que la fréquence obtenue se rapproche au maximum de la valeur expérimentale. Pour ce faire, différentes pistes ont été suivies, notamment celles cherchant à représenter le plus fidèlement possible le compresseur expérimental.

##### Modification du volume du plénum

Les principaux paramètres de l'étude numérique ayant été fixés et justifiés, l'un des seuls degrés de liberté semble provenir de l'équation 1D ajouté en sortie du compresseur, plus exactement du calcul de la pression statique au sein du plénum représenté par l'équation (3.10). L'une des principales hypothèses pouvant être remise en question est celle de la similitude du coefficient  $B$ . En effet, lors de la simulation précédente, il a été choisi d'adapter le volume du plénum du compresseur à sa longueur effective, de telle sorte que le coefficient  $B$  soit égal à 1 (soit  $V_p = 3.66 \text{ m}^3$ ). D'après Greitzer, les résultats obtenus auraient dû être identiques. Cependant, les résultats de Du [14] (Figure 2.6) démontraient que cette similitude ne semble pas être valable lors de l'étude de fréquentielle.

Ainsi, une simulation de pompage a de nouveau été effectuée, en affectant cette fois-ci le volume réel du plénum, soit  $V_p = 9.66 \text{ m}^3$ . La Figure 4.14 présente les résultats obtenus.

La comparaison entre les deux coefficients  $V_p$  est forte intéressante. En effet, l'amplitude du coefficient de pression entre les deux cas n'est que légèrement modifiée alors que celle de débit semble identique. La fréquence des oscillations, en revanche, est elle grandement modifiée. Elle diminue de 3.88 Hz à 1.69 Hz, se rapprochant donc de la fréquence expérimentale (1.17 Hz).

Ainsi, une augmentation du volume du plénum semble grandement diminuer la fréquence des oscillations en ne diminuant que légèrement l'amplitude des pressions.

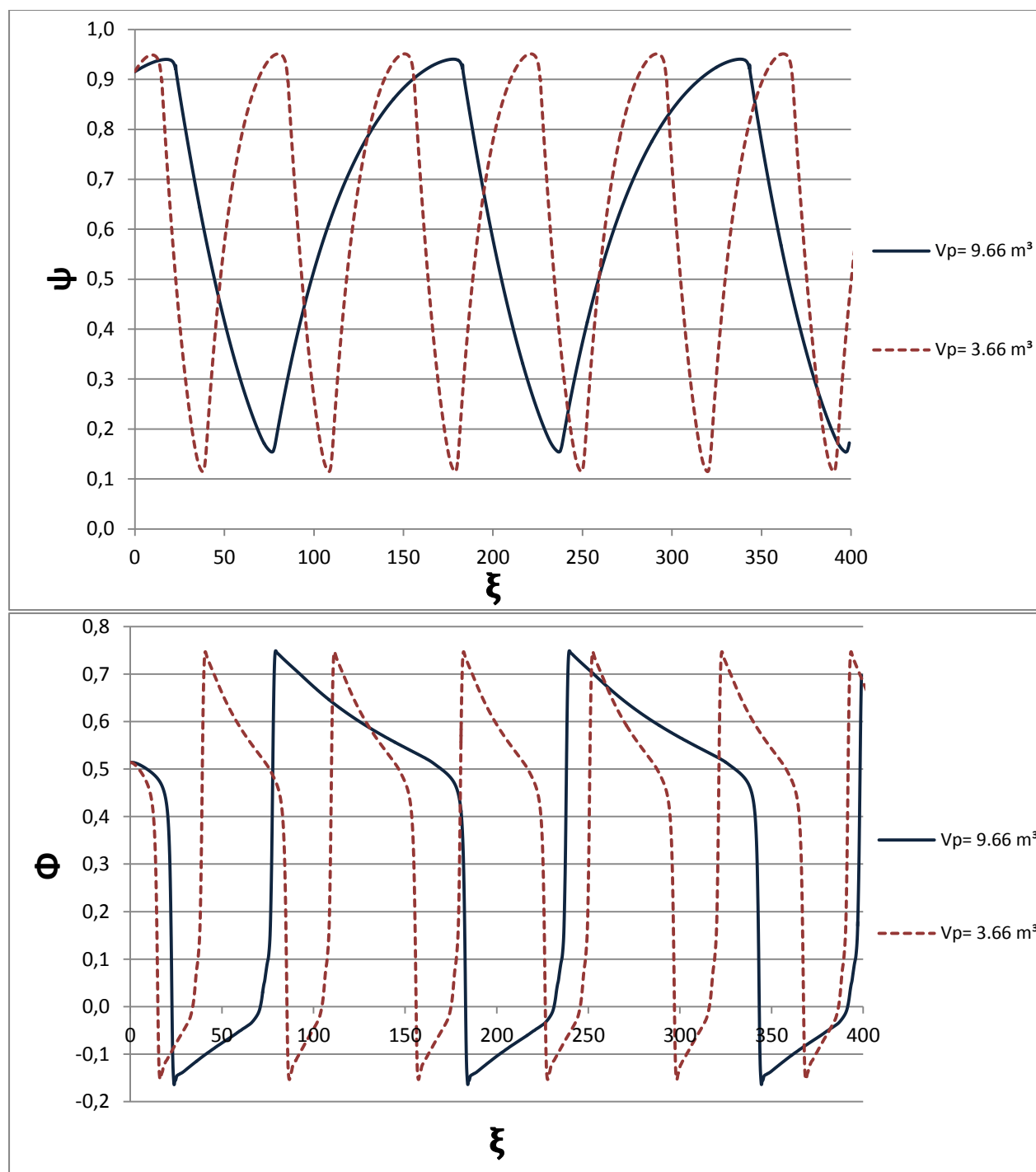


Figure 4.14: Comparaison de la variation temporelle des coefficients de pression et de débit pour  $V_p = 3.66 \text{ m}^3$  et  $V_p = 9.66 \text{ m}^3$



Il est possible de justifier variation de la fréquence des oscillations en s'appuyant sur l'équation (3.10). En éliminant l'influence de la discrétisation de cette équation (c'est à dire le  $P_{delay}$  et le  $\Delta t$ ), deux principaux coefficients ( $\alpha, \beta$ ) peuvent être identifiés, tel qu'indiqué par l'équation (4.1).

$$P_{S_{out}}(t + \delta t) = P_{S_{out}}(t) + \alpha \delta t \left( \frac{\dot{m}_{outlet}(t)}{\rho_{out} * S_c} - \beta \sqrt{P_{S_{out}}(t)} \right) \quad (4.1)$$

Où :

$$\alpha = \frac{\rho_{out} U^2}{4B^2 L_c} = \frac{\rho_{out} c^2 S_c}{V_p} \quad (4.2)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2}{\rho_{inlet} * K_t}} \quad (4.3)$$

Le coefficient entre parenthèses de l'équation (4.1) correspond à la différence de débit massique entre l'entrée et la sortie du plénum. Ainsi, naturellement, cette différence va avoir tendance à essayer de converger vers zéro. C'est ce qu'il se passe lorsque le  $K_t$  choisi correspond à un point stable de la courbe caractéristique. Ce coefficient  $\beta$  modifiera donc essentiellement la stabilité du système ainsi que la taille des amplitudes.

Le coefficient  $\alpha$  en amont va, quant à lui, jouer sur la vitesse à laquelle l'écart entre le débit sortant et entrant va être comblé. Il est une sorte d'accélérateur, d'amplificateur du coefficient entre parenthèse. Plus sa valeur va être élevée, plus la pression au sein du plénum va être modifiée rapidement. Il paraît donc logique, au vu de ce raisonnement, que la fréquence d'oscillation sera fortement dépendante du coefficient  $\alpha$ .

Il est d'ores et déjà important de noter que le choix de la valeur du coefficient  $L_c$  n'influence ni le coefficient  $\alpha$  ni l'équation 1D pour la pression statique en sortie du compresseur. Ce coefficient a simplement été ajouté virtuellement afin de faire apparaître le coefficient B de Greitzer. Cependant, cela ne signifie pas pour autant que la longueur réelle du compresseur  $L_c$ , prise en compte pour l'instant à travers le modèle CFD (maillage) n'influence pas le pompage.

La seule variable « libre » du coefficient  $\alpha$  est le volume du plénum  $V_p$ . Plus le volume va augmenter, plus le coefficient  $\alpha$  va diminuer, et par conséquent, plus la fréquence des oscillations sera basse.

La Figure 4.15 présente la variation de la fréquence des oscillations en fonction du coefficient  $V_p$  obtenue par simulations numériques. Pour chaque simulation, seul le volume du plénum a été modifié. La tendance de la courbe observée est très similaire à la fréquence d'Helmholtz calculée. Il semblerait que la variation de la fréquence en fonction du volume du plénum suive l'équation (4.4), pour laquelle le coefficient  $b$  serait égal à 0.85 et  $A=11.7$ .

$$f = \frac{A}{V_p^b} \quad (4.4)$$

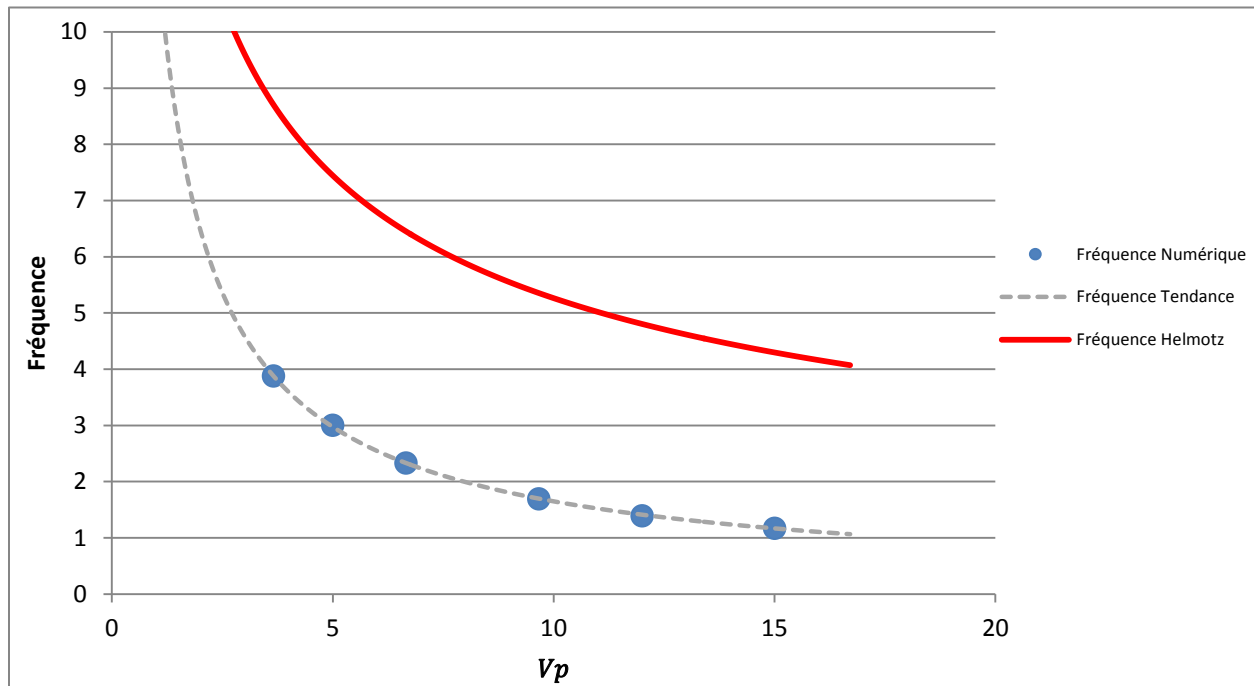


Figure 4.15: Variation de fréquence en fonction du volume du plénum  $V_p$

La valeur du coefficient  $V_p$  correspond maintenant à la valeur réelle/physique du plénum présent en sortie du compresseur. Cependant, en s'appuyant sur la Figure 3.8, ce plénum est suivi d'une conduite dont le diamètre, et par conséquent le volume (de 2.3 m³) est non négligeable.

Il paraît indéniable que ce volume, qui contient plusieurs éléments pouvant agir comme vanne (telle que la soufflante immobile), aura une influence sur les résultats de pompage. En considérant le cas le plus simplifié où le volume total de cette conduite s'ajoute à celle du plénum, le volume du plénum du modèle s'élèverait à  $12 \text{ m}^3$ . Pour cette valeur, la fréquence de pompage simulé est de 1.39 Hz. Soit une erreur de 14.6% entre l'expérimental et le numérique, bien meilleure la différence initiale de 332% .

### Prise en considération des conduites

Jusqu'ici, les simulations effectuées ne prenaient pas en compte la longueur totale effective du compresseur  $L_c=1.97 \text{ m}$  (qui inclue 0.86 m pour la conduite d'entrée et 0.44 m pour celle de sortie), mais seulement la longueur physique du compresseur ( $L_c=0.67\text{m}$ ), ce qui donne, avec un  $V_p= 12 \text{ m}^3$ , un coefficient B de Greitzer égal à 1.7.

Afin d'observer l'influence de cette variable, la conduite de sortie de 0.44 m a tout d'abord été modélisée puis simulée avec les deux méthodes décrites dans la section 3.2.7 (c'est-à-dire analytique et numérique).  $L_c$  vaut maintenant 1.1 m, soit une augmentation de 64 %. Pour les différents cas, un volume de plénum de  $12 \text{ m}^3$  a été considéré.

La première méthode étudiée pour la modélisation de la conduite de sortie est la méthode numérique, ajoutant en sortie du domaine CFD une conduite de diamètre constant au moyeu et au carter. La Figure 4.16 présente les résultats obtenus.

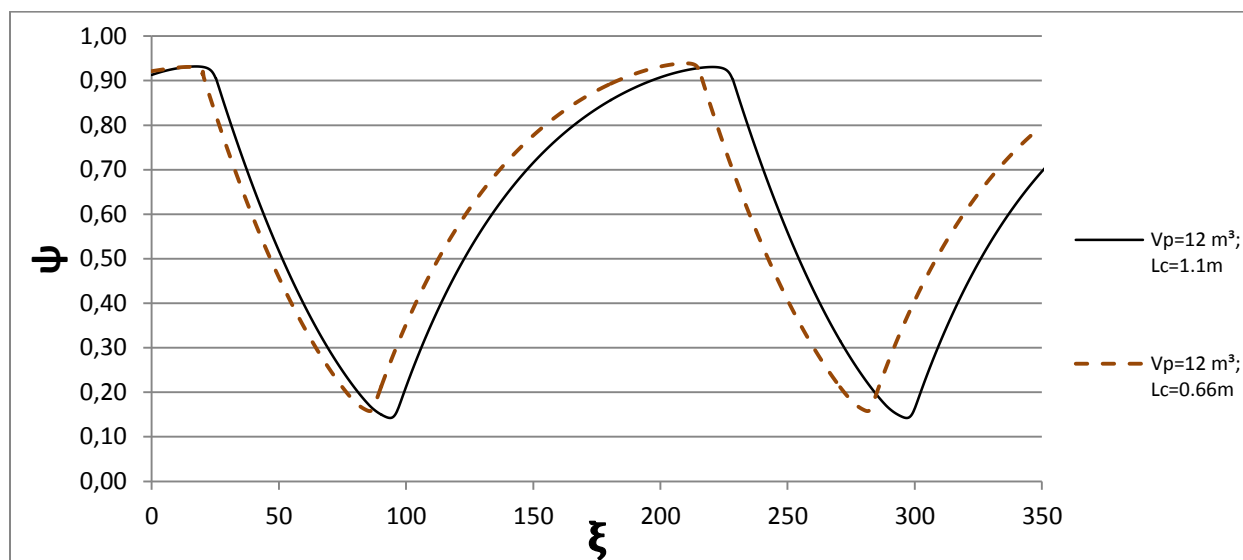


Figure 4.16: Influence de l'ajout d'une conduite de sortie de 0.44 m modélisée numériquement

Les résultats sont forts intéressants puisque, en plus de modifier légèrement l'amplitude des oscillations (notamment à cause des pertes engendrées), l'augmentation de  $L_c$  réduit la fréquence des oscillations. Celle-ci passe de 1.39 Hz à 1.34 Hz, ce qui représente une différence de 3.6%. Ainsi, une augmentation de la longueur de la conduite semble diminuer la fréquence, mais son influence est moindre comparée à celle du volume de plénum. La variation de la fréquence en fonction de la longueur du compresseur ne peut donc être comparée à la fréquence d'Helmholtz, qui considère qu'une même variation de longueur du compresseur ou de volume du plénum permettra l'obtention de la même fréquence.

La deuxième méthode, de nature analytique, avait pour principal objectif de faciliter la modélisation de la conduite (pas de problème de dissipation numérique due à la longueur importante des conduites), ainsi que de gagner du temps de calcul en diminuant la taille du domaine de calcul.

Cependant, la mise en place de ce modèle s'est avérée beaucoup plus complexe que prévu. En effet, le terme de variation temporelle de débit massique ( $\frac{dm}{dt}$ ) a tendance à créer des instabilités numériques, notamment lors des grandes variations de débit de la zone 2 de la Figure 4.5. Le réglage des paramètres de simulations (valeur initiale, pas de temps variable,...) se trouvant relativement lourd, la mise en place d'un tel modèle ne rend pas l'outil développé pratique.

Les résultats obtenus avec cette méthodologie sont cependant similaires aux résultats précédents, puisque la fréquence des oscillations obtenue est de 1.33 Hz. Ainsi l'influence de la longueur du compresseur sur la fréquence supposée précédemment semble se confirmer.

Malheureusement, à cause de problèmes de dissipations numériques importants avec la première méthode, et de manque de stabilité des résultats avec la deuxième, il n'a pas été possible d'obtenir des résultats satisfaisants en considérant la longueur du compresseur dans sa totalité (c'est-à-dire en ajoutant la conduite d'entrée de 0.86 mètres). Il semble cependant censé de supposer que la conduite d'entrée aurait de nouveau eu tendance à diminuer la fréquence des oscillations, et ainsi à rapprocher la valeur obtenue numériquement de celle mesurée expérimentalement.

### 4.3 Résumé des résultats pour le compresseur GTL-LS3

Les résultats de pompage obtenus avec la géométrie du compresseur multi-étagé basse vitesse (incompressible), du MIT, sont très satisfaisants. En effet, en plus d'être semblables à ceux obtenus théoriquement par Greitzer, les résultats expérimentaux et numériques sont très similaires : cycle de pompage quasi-identique, avec le comportement et l'amplitude du débit massique et de la pression en sortie semblables. Seule la fréquence des oscillations était différente au début. Cependant, en ajustant le modèle numérique pour représenter le plus fidèlement possible le montage expérimental, l'erreur de fréquence des oscillations a été diminué à de 332% à 12.6%. Cette erreur restante peut être expliquée par plusieurs paramètres. Par exemple, la longueur du compresseur n'a pu être modélisée dans son intégralité. Il paraît fort probable, à la vue de l'étude précédente, que la prise en considération de celle-ci aurait eu tendance à diminuer la fréquence des oscillations. Il est également plausible que l'approximation de la géométrie des pales ont un rôle à jouer dans la différence de fréquence des oscillations observée entre l'expérimental et le numérique.

Une étude paramétrique a notamment permis d'optimiser le ratio entre temps de calcul et précision des résultats. Il a été démontré qu'un nombre de sous-itérations de 4 semblait amplement suffisamment, comme le laisse supposer l'aide CFX [34]. Le pas de temps  $\Delta t$  a également été optimisé pour l'étude du compresseur du MIT. Il serait cependant intéressant de voir si cette étude pouvait être extrapolée vers d'autres compresseurs notamment en utilisant un nombre similaire d'itérations par cycle de pompage.

Avec l'appui des résultats obtenus lors de recherches précédentes (notamment Du [14]), cette étude a permis de démontrer que le coefficient B développé par Greitzer ne peut être considéré comme un coefficient de similitude. En effet, bien que les résultats obtenus en terme du cycle pression-débit concordent, les fréquences des oscillations sont fortement différentes pour un même B si le volume de la chambre et la longueur du compresseur sont différents.

Enfin, l'influence du volume du plénum et de la longueur du compresseur ont également été étudiées. Bien que la variation du premier semble avoir une tendance similaire au résonateur d'Helmholtz, la modification de la longueur effective du compresseur joue ici un rôle secondaire.

Son impact sur la fréquence est moindre comparée à celui du volume de la chambre. Contrairement au banc d'essai expérimental du MIT, les conduites d'entrée et de sortie des compresseurs sont généralement relativement courtes dans les moteurs d'avion. Leur influence sur le cycle de pompage peut donc être considérée comme négligeable, surtout que la modélisation de celles-ci peut s'avérer être assez délicate.

## CHAPITRE 5 ADAPTABILITÉ ET LIMITES DU MODÈLE

L'outil ayant été validé lors de l'étude précédente, l'objectif de cette partie est d'étudier sa facilité d'adaptation avec différentes géométries de compresseurs, au sein desquelles les écoulements peuvent être beaucoup plus complexes. Pour ce faire, le modèle a été testé sur deux géométries différentes de compresseur, de difficulté progressive.

Le premier correspond à un simple ajout d'un impulseur et d'un diffuseur en sortie du compresseur axial du MIT. L'aspect centrifuge, ainsi que compressible (Mach relatif  $>0.5$ ), a été testé avec cette géométrie.

Le compresseur de Pratt & Whitney Canada, quant à lui, permet notamment de tester la robustesse de l'outil face à des écoulements à vitesses transsoniques, compressibles, avec présence d'ondes de choc, sur un compresseur ayant un étage *mixed flow*.

### 5.1 L'ajout du centrifuge

#### 5.1.1 Régime stable

Après que l'impulseur ainsi que son diffuseur aient été maillés à l'aide du logiciel *Turbogrid*, une étude de convergence de ce maillage a été effectuée sur cet ensemble pour une vitesse de 4000 tour/min. Le détail de cette étude se trouve en Annexe G.1.

Une fois le maillage validé, la vitesse de rotation de l'impulseur a été fixée de telle sorte que l'efficacité des deux compresseurs (centrifuge et multi-axial) soit maximum pour le même débit massique. Le détail de cette partie se trouve également dans l'Annexe G.2.

La comparaison des courbes caractéristiques simulées en mode compressible et incompressibles du compresseur axial-centrifuge résultant est présentée sur la Figure 5.1. Elle permet de démontrer que l'hypothèse d'incompressibilité ne peut plus être considérée cette fois-ci. En effet, le nombre de Mach se trouve être au maximum supérieur à 0.5 au sein de l'impulseur. Les effets de compressibilités vont avoir tendance à modifier la pression fournie par le compresseur, dont la plage de fonctionnement se situera pour des débits plus faibles. La courbe caractéristique obtenue, bien différente de la précédente, doit sa forme aplatie à la présence de l'étage centrifuge [44].

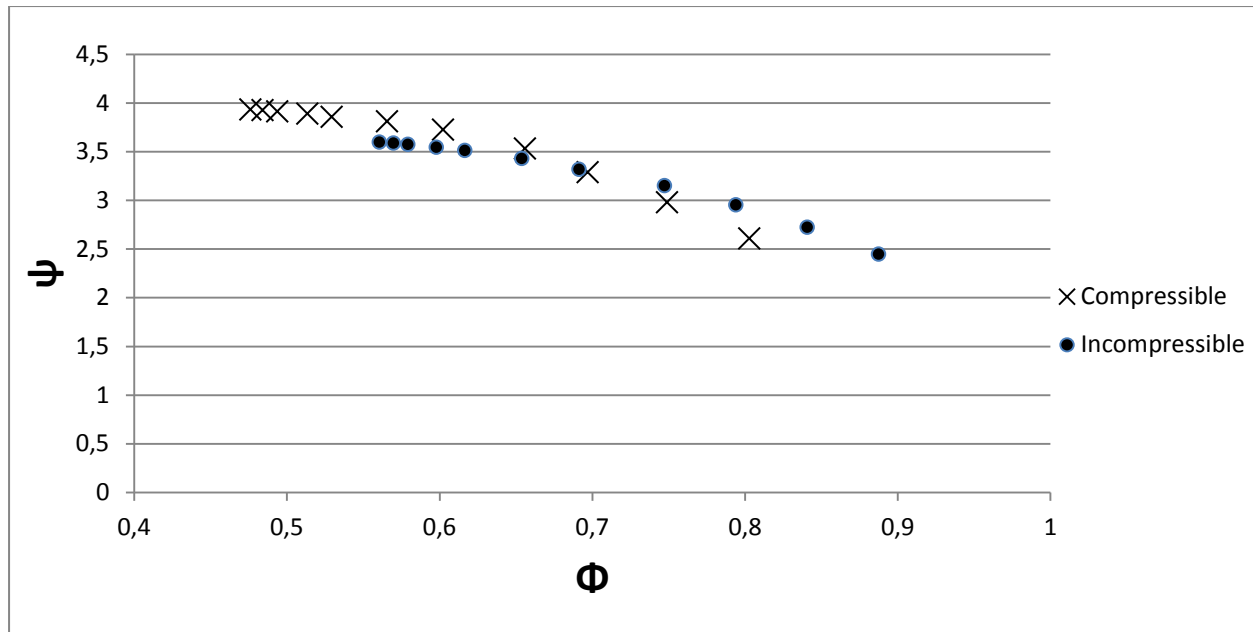


Figure 5.1: Comparaison des courbes caractéristiques compressibles et incompressibles pour le compresseur axial-centrifuge de quatre étages

### 5.1.2 Simulation du pompage

Afin de simuler le pompage au sein du nouveau compresseur de quatre étages, l'équation de condition limite de sortie a été adaptée. La vitesse axiale du fluide au sein du compresseur, utilisé par Greitzer, a été remplacée par une vitesse de sortie normale au domaine de simulation, obtenue à partir du débit massique mesuré. De plus, lors de l'inversement du flux, la pression totale utilisée est celle calculée à partir du nombre de Mach, et non pas l'approximation incompressible ( $\frac{1}{2}\rho v^2$ ) de la pression dynamique ajoutée à la pression statique.

En ce qui concerne les autres paramètres de simulations, ils sont quasiment tous restés identiques au cas précédent. Il a été considéré que les études effectuées sur le compresseur axial ( $\Delta t = 0.0002 \text{ s}$ ,  $Nloop=4$ , *single precision*) pouvaient être extrapolées pour cette simulation, étant donné que trois étages sur quatre sont identiques au précédent. Les coefficients  $U$  et  $R$  utilisées correspondent également à ceux du cas axial (c'est à dire  $U=78\text{m/s}$  et  $R=0.287 \text{ m}$ ). Seul le coefficient  $L_c$  a été adapté à  $1.05 \text{ m}$ , ce qui correspond à longueur de la ligne moyenne du compresseur axial-centrifuge. Un tel choix n'influera pas sur les résultats obtenus, seulement leur adimensionnalisation. En effet, le coefficient  $B$  défini par Greitzer n'a plus aucune signification



pour les compresseurs centrifuges [16]. Afin d'obtenir les cycles de pompage le plus rapidement possible (c'est-à-dire de fréquence la plus élevée possible) le volume du plénum  $V_p$  a été fixé comme égal à  $3.66 \text{ m}^3$ . Cette valeur est suffisante pour l'observation d'un pompage puisque l'ajout d'un étage centrifuge tournant à plus haute vitesse va avoir tendance à amener le système vers le pompage [15], déjà présent pour cette valeur de plénum pour le cas axial seul.

Le coefficient  $K_t$  a été augmenté jusqu'à 36, première valeur pour laquelle les cycles de pompage, présents sur la Figure 5.2, sont apparus.

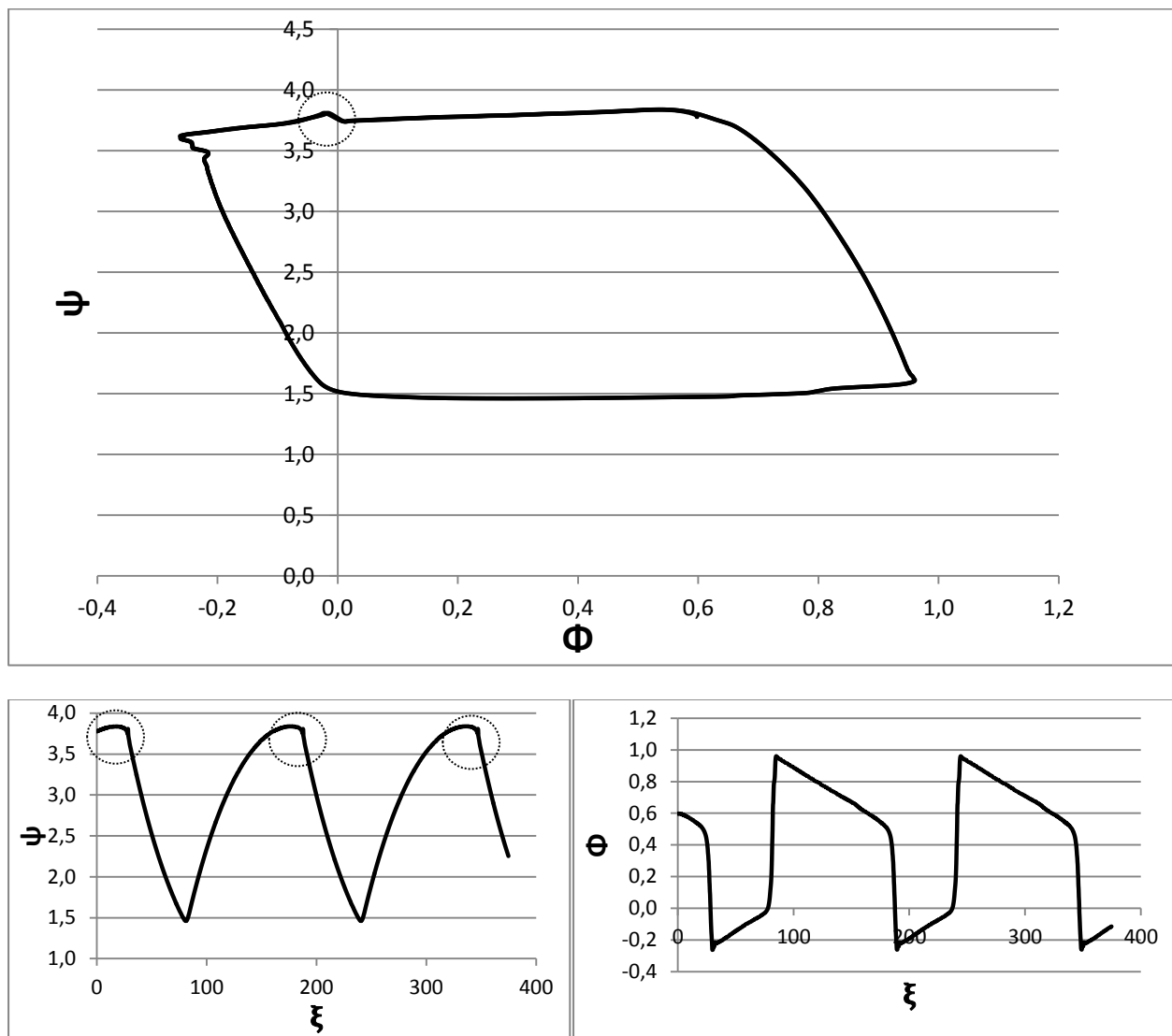


Figure 5.2: Résultats de pompage avec l'ajout de l'étage centrifuge

Les résultats obtenus restent qualitativement similaires à ceux du compresseur axial, notamment au niveau du comportement de la variation des coefficients de pression et de débit. Ces variations sont cependant beaucoup plus importantes, étant donné les pressions plus grandes fournies par le compresseur en régime stationnaire. La fréquence des oscillations est de 1.78Hz, soit plus de deux fois plus faible par rapport au compresseur axial seul, pour des conditions de simulations identiques (même volume de plénum). L'ajout d'un élément centrifuge, tournant à plus haute vitesse que l'axial, semble donc diminuer la fréquence des oscillations.

Il est possible d'observer sur le cycle de pompage représentant la variation de pression adimensionnelle en fonction de la variation de débit adimensionnel, une légère augmentation de pression lors de l'inversion du flux d'air (zones encadrées sur la Figure 5.2). Afin de mieux comprendre cette erreur numérique, il est nécessaire de s'appuyer sur la Figure 5.3 qui est une représentation schématique de la frontière de sortie du domaine CFD, maillée, vue de face, valable juste après l'inversion moyennée du flux.

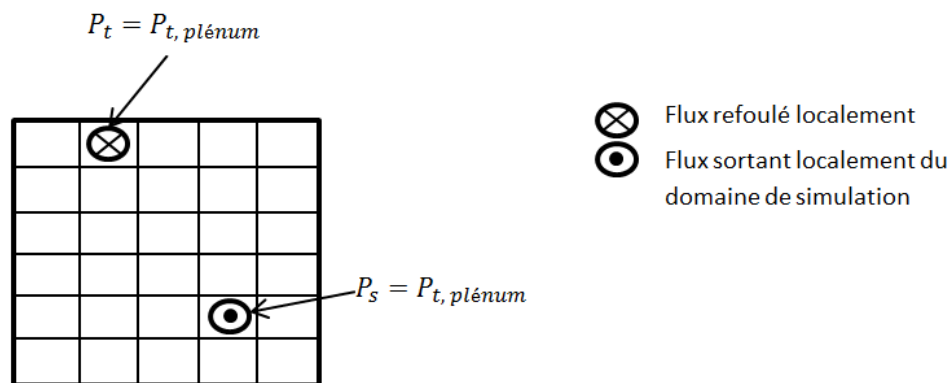


Figure 5.3: Représentation schématique de la condition limite de sortie du domaine de simulation (vue de face) juste après l'inversion moyennée du flux d'air.

La cause la plus probable responsable de cette erreur numérique provient de l'approximation effectuée sur la condition limite de sortie. En effet, il a été considéré que le flux d'air en sortie était, lors de l'inversion de l'écoulement, uniforme, ce qui ne représente pas la réalité (observable dans cette zone avec l'outil CFX de post-processing). Seule la moyenne des débits massiques au sein des différentes cellules se trouve être inversée.

L'option *Opening pres. and dirn* effectue le changement pression totale/pression statique élément par élément, en fonction du sens du flux local, et non pas en fonction du sens du flux moyenné à la frontière. Ainsi, comme il est possible de le voir sur la Figure 5.3, juste après l'inversion moyennée de l'écoulement, la valeur attribuée à chaque élément correspond à la valeur de la pression totale du plénum. Cependant, pour les cellules où l'écoulement local n'est toujours pas inversé, la valeur de la pression totale du plénum est donc appliquée à ces cellules identifiées par le solveur comme une pression statique. Cette erreur numérique va avoir tendance à augmenter la pression statique moyenne en sortie du compresseur puisque la pression totale est toujours supérieure à la pression statique.

Il est important de noter que cette erreur était déjà présente pour le cas purement axial, mais beaucoup plus faible et donc plus difficile à relever.

L'une des solutions possible permettant de remédier à ce problème serait d'appliquer individuellement à chaque élément la fonction *step* détaillée dans la section 3.2.6, et non pas l'appliquée de façon moyennée sur toute la surface de la frontière de sortie.

Cependant, les conséquences de cette approximation sont relativement faibles. En effet, proche du refoulement, le débit massique étant proche de zéro, la différence entre la pression statique et la pression totale est infime. De plus, la période pendant laquelle le flux à la frontière n'est pas uniformément du même signe est très faible comparée à la période d'un cycle de pompage (250 fois plus petit).

## 5.2 Le compresseur de Pratt & Whitney Canada

### 5.2.1 Régime stable

L'étude en régime stable du compresseur industriel s'est avérée beaucoup plus complexe que prévue. En effet, obtenir une solution convergée d'une telle géométrie dans son intégralité, dans laquelle des phénomènes d'ondes de choc sont présents est un défi, surtout lorsque l'étude du pompage qui en découle nécessite un maillage adapté, dont le nombre d'éléments doit être le plus faible possible (voir étude de maillage en Annexe H.1).

L'obtention d'une solution convergée pour chaque rangée d'aube isolée, dont les conditions limites ont été correctement fixées, n'est pas un obstacle. En revanche, la succession des différents domaines réunis par une interface *Stage* est la principale raison des difficultés rencontrées. Afin de pallier ce problème, il fut nécessaire d'appliquer à chaque domaine des conditions initiales différentes, et d'instaurer un coefficient de relaxation variable dans le temps, dont la valeur est beaucoup plus faible que celle assignée par défaut dans CFX.

De plus, la géométrie du compresseur elle-même a été modifiée. Il s'avérait qu'avec les conditions limites fournies par PWC (section 3.3.3), un décollement de la couche limite apparaissait sur l'extrados du stator 1 proche du moyeu, créant donc une augmentation des résidus pouvant engendrer des problèmes de convergence de la solution. Afin de solutionner ce problème, un jeu d'aube de 0.12 mm a été ajouté au niveau du moyeu.

La présence de forts gradients rend l'utilisation de l'option *Double Precision* indispensable. Qui plus est, suite à des résultats de simulations de pompages, il s'avère que l'option *Single Precision* ne permettait pas de mémoriser correctement la valeur de la pression du pas de temps précédent (manque de chiffres significatifs), faussant ainsi le mécanisme itératif.

### 5.2.2 Simulation du pompage

Comme lors des cas précédents, le coefficient  $K_t$  a été augmenté jusqu'à l'apparition d'un cycle de pompage ( $K_t=694$ ).

En ce qui concerne les paramètres de simulations, le nombre de sous-itérations est identique aux cas précédent ( $Nloop=4$ ). En revanche, pour un compresseur haute vitesse la fréquence des oscillations lors de pompage est généralement beaucoup plus élevée que pour le

cas du compresseur basse vitesse du MIT. Ainsi, en supposant le pire cas (10 Hz), le pas de temps (0.0001 s) initial a été choisi de telle sorte que 1000 points de calcul soient obtenus par cycle. Le coefficient  $V_p$  correspond lui à celui fourni par PWC.

Bien que le début d'un cycle de pompage fut observable (augmentation puis diminution de la pression, ainsi que diminution du débit massique), toutes les simulations divergèrent et s'interrompirent proches de la zone de refoulement d'air (zone 2 de la Figure 4.5), et ce, malgré la modification et l'essai de nombreux paramètres (voir Annexe H.2)

Il fut observé, quelques itérations avant la divergence de la solution, que des résidus très élevés étaient présents au niveau de l'interface *Stage* entre l'impulseur et le diffuseur. En effet, comme présenté sur la Figure 3.15, il s'avère que la largeur des deux domaines n'est pas identique. Des interpolations complexes, positionnant des murs sur les surfaces non jointes, sont donc effectuées par le solveur lors de la résolution des équations. Ces estimations mathématiques semblent ne pas supporter de grandes variations de débits massiques rapides. La géométrie du diffuseur en tube étant la source probable du problème de convergence, il fut remplacé par un diffuseur simple, sans vannes, représentant un allongement de l'impulseur. L'interface *Stage* permettant de connecter les deux domaines est cependant toujours utilisée.

Malheureusement, après plusieurs essais, les résultats obtenus furent semblables aux précédents, des résidus très élevés étant cette fois-ci présents au niveau de l'interface du domaine d'entrée et du MFR.

La position relative de ces domaines n'ayant physiquement aucune importance, il a été choisi de changer l'interface *Stage* en *Frozen*. Un tel choix permet en règle générale d'obtenir une résolution plus robuste et plus rapide du problème.

Les résultats obtenus avec ces conditions sont représentés sur la Figure 5.4. Comme lors de l'étude stationnaire, l'interface *Stage* paraît avoir créé des problèmes de convergence. Il semblerait qu'une succession de ce type d'interface ne supporte pas les grandes variations temporelles de débits massiques. En effet, contrairement au cas du compresseur basse vitesse du MIT, le gradient temporelle est avec le compresseur PWC 16.5 fois plus élevé dans la zone 2 du cycle de pompage (voir zone 2 de la Figure 4.5).

Le cycle de pompage obtenu est cette fois différent des précédents, bien que la variation de la pression en fonction du temps reste similaire. C'est donc le débit au sein du compresseur qui ne semble pas réagir de la même façon à la pression imposée, probablement à cause des effets de compressibilité et de la présence d'ondes de choc. La fréquence des oscillations est de 10.61 Hz, donc beaucoup plus élevée que celle du compresseur axial basse vitesse, ce qui correspond aux résultats attendus par rapport aux articles trouvés dans la littérature, selon laquelle le pompage d'un compresseur haute vitesse se trouverait aux alentours de 3-10 Hz [7].

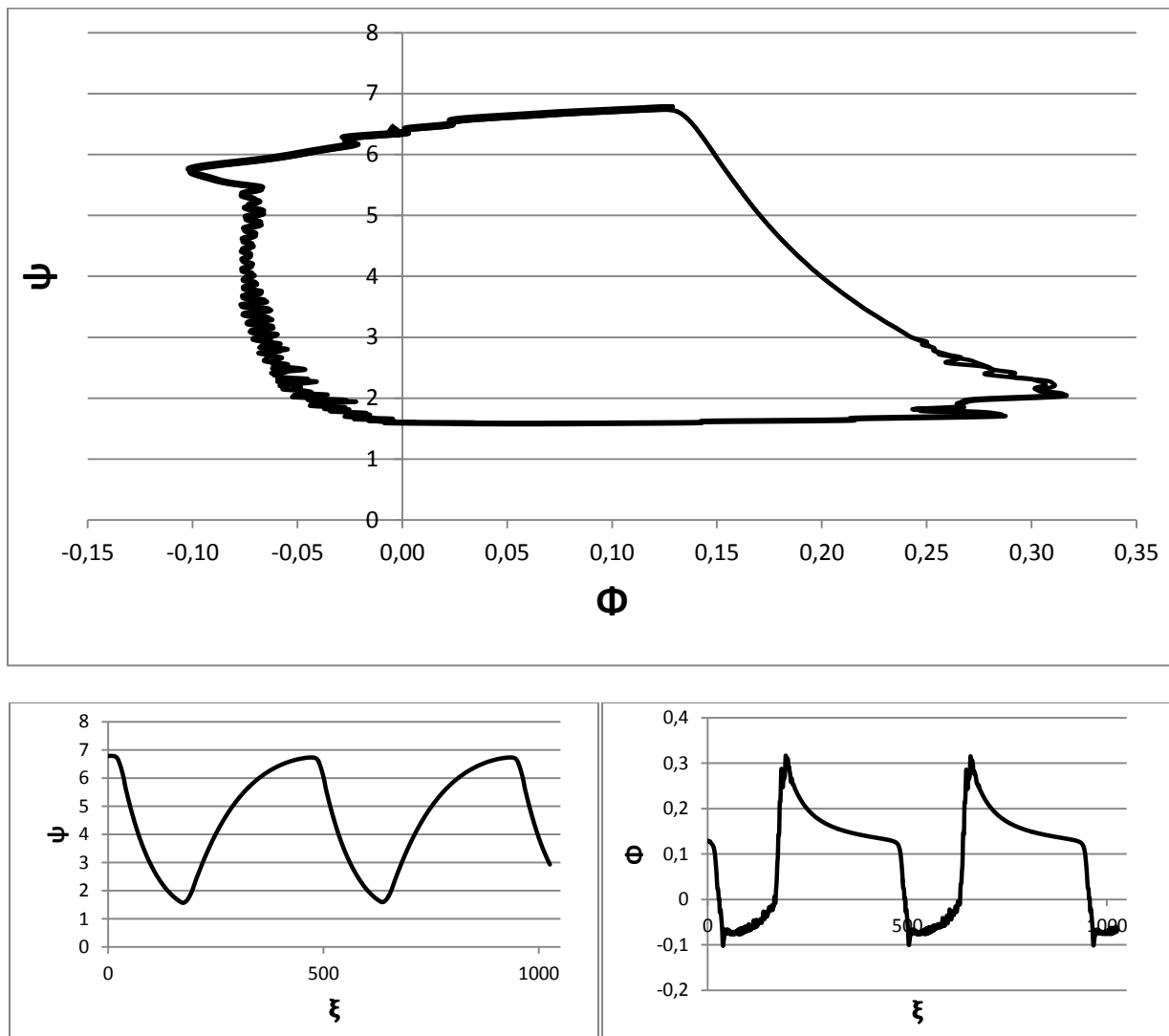


Figure 5.4: Résultat de pompage avec la géométrie modifiée

Toutefois, ces résultats ne représentent pas ceux du compresseur initial, puisque le diffuseur en tube a été remplacé par un diffuseur plus simple. Un résultat de pompage, utilisant l'interface *Frozen* entre l'impulseur et le diffuseur tube, a malgré tout été obtenu (Annexe H.3). Bien que les cycles de pompages soient observables, il est possible d'observer que ces derniers ne sont pas réguliers et que de nombreuses sous-oscillations sont présentes notamment lors du refoulement du fluide. Ce résultat doit être pris avec un certain recul puisque le type d'interface *Frozen* ne représente pas la physique de l'interaction entre ces deux domaines.

La meilleure solution pour pallier ce problème serait d'utiliser une interface *Transient*, en simulant non pas un mais deux diffuseurs tubes. Ainsi, la taille de passage serait quasiment identique de chaque côté. Néanmoins, cette solution, beaucoup trop coûteuse numériquement, n'a pu être expérimentée. En effet, pour les résultats de la géométrie modifiée, près de 80 heures de simulations avec 16 processeurs sont nécessaires pour observer deux cycles complets de pompage.

Le maillage pouvant difficilement être réduit, seul le pas de temps ( $\Delta t$ ) peut être modifié pour améliorer le temps de simulation. Une étude de ce paramètre a de nouveau été effectuée et est présentée en Annexe H.4. Plusieurs simulations avec des pas de temps différents (de 0.0004s, soit environ 250 points par cycle, à 0.00005 s, soit environ 2000 points par cycle) ont été effectuées. Les résultats obtenus sont forts intéressants, puisqu'ils montrent de nouveau que le  $\Delta t$  va très peu influencer les variations de débit massique et de pression en sortie du compresseur, mais que son choix modifiera, de manière plus importante que pour le compresseur basse vitesse, la précision des variations de pression entre les étages. De plus, il semblerait qu'un nombre de 1000 itérations par cycle soit suffisant pour l'évaluation du pas de temps.

Malheureusement, PWC n'ont pu fournir des données expérimentales évaluant les variations de pressions et de débit lors du pompage du compresseur. Seule la force maximum appliquée sur l'axe du compresseur durant le pompage a été mesurée ( $F=11.29$  kN). Même si les détails des mesures n'ont pas été fournis (instruments de mesure, prise en compte de la force axiale exercée par la turbine,...), la force maximum calculée numériquement (avec la configuration du diffuseur sans vanne) de 11.94 kN est du même ordre de grandeur que la force mesurée expérimentalement, rendant les résultats très encourageant.

### 5.3 Discussion sur l'adaptabilité et les limites du modèle

Le modèle développé peut facilement s'adapter à des compresseurs de géométries quelconques, d'écoulement compressible, et permet d'obtenir des résultats très plausibles. Cependant, cette étude a également mis en avant les limites de l'outil lors d'écoulements haute vitesse ( $Ma > 1$ ) avec la simulation du compresseur de PWC. En effet, il semblerait que la succession de plusieurs interfaces de types *Stage* ne supporte pas les variations du débit massique rapides (dans le temps) et importantes lors du refoulement de l'air. La diminution du pas de temps ou l'augmentation du nombre de sous-itération ne semble pas améliorer les résultats (Annexe H.2). Seul un raffinement du maillage au niveau des frontières ou une modification de la géométrie n'a pas été essayé et peut être envisagé comme solution à ce problème. Néanmoins, ce problème est à prendre avec du recul étant donné que certains problèmes étaient déjà présent lors de l'étude du compresseur en régime stable.

De plus, les temps de calcul nécessaires pour l'obtention de plusieurs cycles de pompages commencent à devenir assez important (plus de 80 heures) à cause du pas de temps plus petit que nécessite ce genre de compresseur. Il est d'ailleurs intéressant de notifier qu'un nombre de 1000 itérations par cycle de pompage semble pouvoir se généraliser à tout type de compresseur. Ainsi, il serait important de trouver et confirmer un critère de ce type qui pourrait s'appliquer à tout type de compresseur et éviterait une étude de convergence pour le  $\Delta t$  qui serait coûteuse numériquement.

Il est également essentiel de noter que pour des compresseurs de géométries quelconques, le coefficient B de Greitzer ne peut plus être utilisé comme critère de démarcation entre le pompage et le décrochage tournant [16]. Cependant, il peut être intéressant de s'appuyer sur la fréquence des oscillations obtenues, et également de la variation de cette fréquence en fonction du volume de la chambre, pour qualifier la nature physique ou non du pompage obtenu numériquement. De plus, les contraintes subies par les aubages sont beaucoup plus importantes lors du phénomène du pompage que lors du décrochage tournant. Par conséquent, même si le phénomène observait ne correspond pas à l'instabilité réellement développée, les forces appliquées sur les pales calculées numériquement seraient supérieures à celles présentes dans la réalité, évaluant ainsi le pire scénario.



## CHAPITRE 6 CONCLUSION

Un outil pratique, pour simuler le pompage dans un compresseur multi-étagé, utilisable lors de la phase de conception, a été réalisé et validé pour un compresseur basse vitesse. Cet outil est basé sur la simulation CFD du compresseur avec un seul passage d'aube par rangée d'aubes couplée à des conditions limites dynamiques représentées par un modèle 1D des composants en aval. Les résultats obtenus lors de cette étude décrivent assez fidèlement la réalité, puisque seule la fréquence des oscillations de pompage est légèrement différente. L'influence des différents paramètres, et notamment du volume de la chambre à combustion, sur cette fréquence, a été étudiée. Il s'avèrerait d'ailleurs, d'après cette étude, que le paramètre B de Greitzer ne peut être utilisé comme coefficient de similitude entre différents pompes d'un même compresseur.

La méthodologie développée semble plus intéressante que le modèle analytique conçu par Greitzer, puisqu'elle peut être utilisée en phase de conception et ne nécessite pas de s'appuyer sur des résultats expérimentaux. De plus, elle est adaptable à chaque type de compresseur (axial comme centrifuge), et semble fournir des résultats cohérents pour les compresseurs hautes vitesses (régime compressible). Enfin, elle permet, contrairement au modèle de Greitzer qui utilise le principe « *actuator disk* », d'avoir accès à tous types d'informations (pression, vitesse,...) à n'importe quelle localisation du compresseur.

Cependant, cette méthode est plus dispendieuse. En effet, il s'avère que, pour des compresseurs hautes vitesses dont le maillage est relativement fin, les temps de calculs sont relativement longs (plusieurs jours). Il est donc préférable que le maillage créé préalablement soit optimal, et contienne un nombre minimum mais adéquat d'éléments. L'autre critère crucial sur le temps de simulation est le pas de temps utilisé. Un des travaux futurs, fort intéressant, serait d'optimiser le temps de simulation en créant un pas de temps variable en fonction de la zone de pompage dans lequel le compresseur se situe. Ainsi, lorsque les gradients temporels de débit massique sont élevés, le pas de temps utilisé serait petit (gain en précision), alors qu'il pourrait être beaucoup plus grand lors des gradients assez faibles (réduction du temps de calcul). Par ailleurs, il serait judicieux d'élaborer un critère, en lien par exemple avec la fréquence des oscillations du pompage et le nombre d'itérations par période, qui permettrait l'évaluation facile et rapide du pas de temps à utiliser, et qui éviterait par conséquent une étude de convergence.

La succession d'interfaces de type *Stage* peut venir poser des difficultés, comme le démontre l'étude du compresseur haute vitesse de PWC. Cependant, ce problème doit être relativisé puisqu'il était déjà présent lors de la simulation de l'écoulement en régime stable du compresseur. En revanche, comparer les résultats numériques avec des données expérimentales pour un compresseur haute vitesse aurait pu être enrichissant.

Le coefficient B de Greitzer ne permet pas, pour un compresseur de géométrie quelconque, de démarquer le pompage du décrochage tournant. Aucun autre critère fiable n'existe aujourd'hui. Il pourrait cependant être intéressant de s'appuyer sur la fréquence des oscillations obtenues, ainsi que leur variation lors de la modification du volume de la chambre pour valider la physique du phénomène obtenu. De plus, les compresseurs industriels, dû à leurs hautes vitesses, vont généralement avoir tendance à développer un pompage au lieu d'un décrochage tournant, plus fréquent pour les compresseurs basses vitesses. Enfin, lors d'une étude de structure des aubes, les conséquences du pompage étant beaucoup plus critiques que celle du décrochage tournant, la simulation non physique du pompage ne ferait que surévaluer les forces subies par les pales, menant ainsi à une conception plus conservatrice, plutôt que des cassures prématurées des composants.

D'autres améliorations peuvent être envisageables pour ce modèle. Il serait par exemple désirable de correctement évaluer la température totale appliquée en sortie du compresseur lors du l'inversion du flux d'air. En effet, faute d'autres solutions, celle-ci a été considérée comme constante lors du refoulement. L'utilisation d'un autre code d'éléments finis, ou la modification des registres de CFX, permettant la variation de cette quantité, serait intéressante.

La condition de pression appliquée en sortie pourrait également être revue. Même si l'hypothèse effectuée à travers ce mémoire n'implique pas de modification drastique de la solution, il serait intéressant de pouvoir appliquer la pression de sortie à chaque élément de la sortie du domaine de calcul afin d'éliminer l'augmentation de pression « numérique » présente dans les premiers instants du refoulement du fluide. Qui plus est, la modélisation utilisée pour calculer la pression totale lors du retour du flux peut être remise en question. En effet, lors du refoulement, la pression totale en sortie du compresseur aurait pu être considérée comme égale à la pression statique du plénum. Cependant, l'influence d'un tel choix est très minime étant donné la faible valeur de la pression dynamique lors du refoulement du flux.

Enfin, l'utilisation de cet outil pourrait être élargie envers tous les concepteurs de compresseur, et non pas se limiter uniquement à ceux qui s'intéressent aux cycles de pompage puisqu'il il semblerait que la fonction ajoutée en sortie permette une meilleure convergence et stabilisation des résultats en régime stable. Il est bien connu, qu'avec le logiciel CFX, il est difficile d'obtenir les points de la courbe caractéristique proche du point d'instabilité aérodynamique avec une condition standard de pression statique ou de débit fixe à la sortie. L'utilisation de la condition limite de sortie de type vanne permet d'obtenir ces points de fonctionnement. Vahdati [45] observa un résultat similaire avec l'ajout d'une tuyère en sortie du compresseur. Ainsi, il serait peut être intéressant d'effectuer une étude dans cette direction et de démontrer qu'une telle fonction variable en sortie permet d'améliorer la convergence proche du point d'instabilité du compresseur.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] J. Dahl, "File:Jet Engine French.svg," in *Wikimedia Commons*, ed, 2013.
- [2] R. Betchov and J. W. O. Criminale, "Applied mathematics and mechanics -- Stability of parallel flows," *Applied Mathematics and Mechanics -- Stability of Parallel Flows*, vol. 10, p. 330, 1967.
- [3] H. W. Emmons, C. E. Pearson, and H. P. Grant, "Compressor surge and stall propagation," in *American Society of Mechanical Engineers -- Meeting A-65, Nov 29-Dec 3 1953*, New York, NY, United States, 1953.
- [4] I. Day and N. Cumpsty, "The measurement and interpretation of flow within rotating stall cells in axial compressors," *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 20, pp. 101-114, 1978.
- [5] M. C. Huppert, E. L. Costilow, and D. F. Johnson, *Preliminary investigation of compressor blade vibration excited by rotating stall*: National Advisory Committee for Aeronautics, 1952.
- [6] I. J. Day, "Axial compressor performance during surge," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 10, pp. 329-336, 1994.
- [7] N. A. Cumpsty, *Compressor aerodynamics* vol. 315: Longman Scientific & Technical, 1989.
- [8] B. de Jager, "Rotating stall and surge control: a survey," in *Proceedings of the 1995 34th IEEE Conference on Decision and Control. Part 1 (of 4), December 13, 1995 - December 15, 1995*, New Orleans, LA, USA, 1995, pp. 1857-1862.
- [9] E. Greitzer, "Surge and rotating stall in axial flow compressors—Part I: Theoretical compression system model," *Journal of Engineering for Power*, vol. 98, p. 190, 1976.
- [10] M. C. Huppert and W. A. Benser, "Some Stall and Surge Phenomena in Axial-Flow Compressors," *Journal of the Aeronautical Sciences*, vol. 20, pp. 835-845, 1953.
- [11] F. K. Moore, "Theory of rotating stall of multistage axial compressors: Part I - Small disturbances," in *Gas Turbine Conference & Exhibit.*, Phoenix, AZ, USA, 1983, pp. ASME, New York, NY, USA.

- [12] E. Greitzer, "Surge and rotating stall in axial flow compressors—Part II: Experimental results and comparison with theory," *Journal of Engineering for Power*, vol. 98, p. 199, 1976.
- [13] F. E. McCaughan, "Application of bifurcation theory to axial flow compressor instability," *Journal of Turbomachinery*, vol. 111, pp. 426-433, 1989.
- [14] W. Du and O. Leonard, "Numerical simulation of surge in axial compressor," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, 2012.
- [15] K. E. Hansen, P. Jorgensen, and P. S. Larsen, "Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor," *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 103, pp. 391-395, 1981.
- [16] M. G. Rose, K. Irmeler, M. Schleer, D. Stahlecker, and R. S. Abhari, "Classic surge in a centrifugal compressor," in *2003 ASME Turbo Expo, June 16, 2003 - June 19, 2003*, Atlanta, GA, United states, 2003, pp. 729-740.
- [17] H. Takata and S. Nagano, "Nonlinear analysis of rotating stall," vol. 94 Ser A, pp. 279-293, 1972.
- [18] E. Greitzer, "The stability of pumping systems-the 1980 Freeman Scholar Lecture," *ASME Transactions Journal of Fluids Engineering*, vol. 103, pp. 193-242, 1981.
- [19] M. Davis and W. O'BRIEN, "Stage-by-stage poststall compression system modeling technique," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 7, pp. 997-1005, 1991.
- [20] K. M. Eveker, "Model development for active control of stall phenomena in aircraft gas turbine engines," 9415634 Ph.D., Georgia Institute of Technology, United States -- Georgia, 1993.
- [21] L. P. Bonnaure, "Modelling high speed multistage compressor stability," Massachusetts Institute of Technology, 1991.
- [22] J. T. Gravdahl and O. Egeland, "Centrifugal compressor surge and speed control," *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, vol. 7, pp. 567-579, 1999.
- [23] E. Outa, D. Kato, and K. Chiba, "An NS simulation of stall cell behavior in a 2-D compressor rotor-stator system at various loads," *ASME paper*, p. 257, 1994.

- [24] L. He, "Computational study of rotating-stall inception in axial compressors," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 13, pp. 31-38, 1997.
- [25] J. Escuret and V. Garnier, "Numerical simulations of surge and rotating-stall in multi-stage axial-flow compressors," in *AIAA, ASME, SAE, and ASEE, Joint Propulsion Conference and Exhibit, Indianapolis, IN*, 1994.
- [26] C. Rivera, "Numerical Simulation of Dynamic Stall in Axial Compressor Blade Rows," PhD thesis, Georgia Institute of Technology, In preparation, 1998.
- [27] S. Niazi, "Numerical simulation of rotating stall and surge alleviation in axial compressors," Ph.D. 9978412, Georgia Institute of Technology, United States -- Georgia, 2000.
- [28] M. Vahdati, G. Simpson, and M. Imregun, "Unsteady flow and aeroelasticity behavior of aeroengine core compressors during rotating stall and surge," *Journal of Turbomachinery*, vol. 130, 2006.
- [29] O. Schmidtman and J. M. Anders, "Route to surge for a throttled compressor - A numerical study," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 15, pp. 1105-1121, 2001.
- [30] Q. Guo, H. Chen, X. C. Zhu, Z. H. Du, and Y. Zhao, "Numerical simulations of stall inside a centrifugal compressor," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A (Journal of Power and Energy)*, vol. 221, pp. 683-93, 2007.
- [31] S. Guo, H. Chen, X. Zhu, and Z. Du, "Numerical simulation of surge in turbocharger centrifugal compressor - Influences of downstream plenum," in *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2011, June 6, 2011 - June 10, 2011*, Vancouver, BC, Canada, 2011, pp. 1897-1908.
- [32] D. Fink, N. Cumpsty, and E. Greitzer, "Surge dynamics in a free-spool centrifugal compressor system," *Journal of Turbomachinery*, vol. 114, pp. 321-331, 1992.
- [33] F. P. T. Willems, "Modeling and bounded feedback stabilization of centrifugal compressor surge," 2000.
- [34] C. Ansys, "Release 13.0, CFX-"Solver theory guide"," Technical report, Ansys2010.

- [35] A. H. J. Eastland, *An Experimental Investigation of Compressor Performance in Rotating Stall*: Massachusetts Institute of Technology, Department of Aeronautics and Astronautics, 1982.
- [36] R. Gamache, "Axial compressor reversed flow performance," 1985.
- [37] R. Gamache and E. Greitzer, "Reverse flow in multistage axial compressors," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 6, pp. 461-473, 1990.
- [38] J. Haynes, "Active control of rotating stall in a three-stage axial compressor," 1993.
- [39] J. Haynes, G. Hendricks, and A. Epstein, "Active stabilization of rotating stall in a three-stage axial compressor," *ASME Transactions Journal of Turbomachinery*, vol. 116, pp. 226-239, 1994.
- [40] C. A. Mansoux, D. L. Gysling, J. D. Setiawan, and J. D. Paduano, "Distributed nonlinear modeling and stability analysis of axial compressor stall and surge," in *American Control Conference, 1994*, 1994, pp. 2305-2316.
- [41] H. D. Vo, "Active control of rotating stall in a three-stage axial compressor with jet Actuators," 1997.
- [42] J. M. Protz, "Nonlinear active control of rotating stall and surge," Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- [43] T. Ansys, "Release 13.0, Turbogrid Tutorials," 2010.
- [44] P. Jean-Marc, "Pompage des compresseurs," *Techniques de l'ingénieur Machines aérodynamiques et compresseurs*, vol. base documentaire : TIB176DUO, 1999.
- [45] M. Vahdati, A. Sayma, C. Freeman, and M. Imregun, "On the use of atmospheric boundary conditions for axial-flow compressor stall simulations," *Journal of Turbomachinery*, vol. 127, pp. 349-351, 2005.
- [46] R. C. Pampreen, *Compressor surge and stall*: Concepts Eti Vermont, 1993.

## ANNEXE A - Apparition du décrochage tournant

Une explication de l'apparition du décrochage tournant a été proposée pour la première fois par Emmons [3], à partir d'un schéma équivalent à celui de la Figure A.1, qui présente une vue plane d'aubes à aubes à un rayon donné.

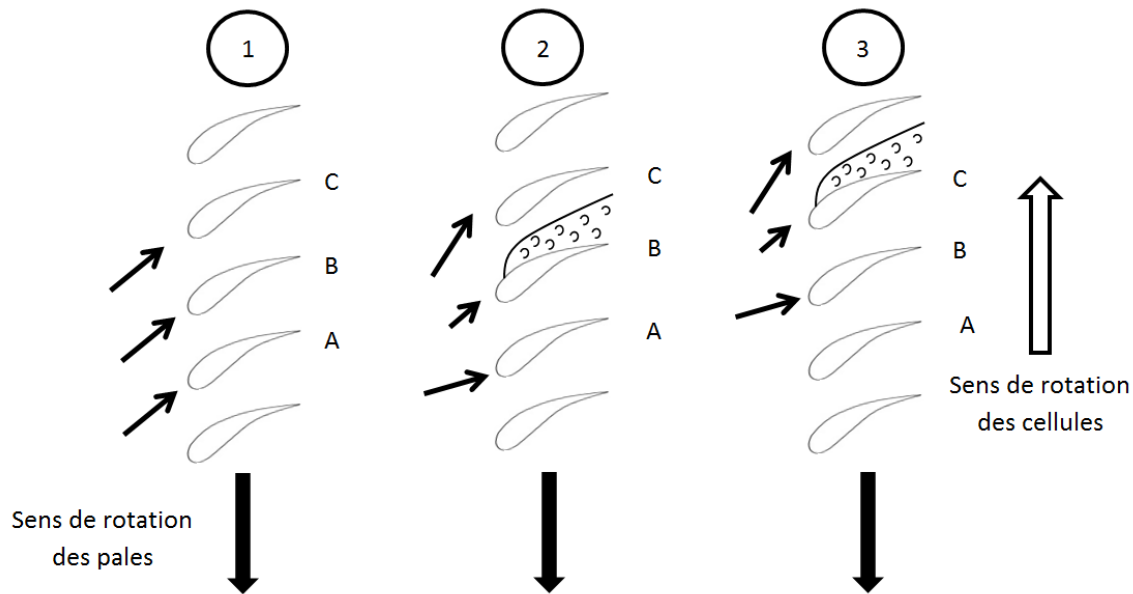


Figure A.1 : Schéma expliquant la propagation du décrochage tournant

Il est supposé que le compresseur est proche de son maximum de pression, que le débit massique est relativement faible et que l'angle d'incidence sur les aubes est proche de la valeur de décrochage. Si une légère perturbation (diminution) non uniforme apparaît, en face d'une pale **B** par exemple, elle va engendrer un décollement de la couche limite. Le blocage résultant au-dessus de la pale **B** dévie le fluide entrant aux passages adjacents, comme l'indiquent les flèches sur les pales **A** et **C** (Étape 2, Figure A.1). Cette divergence va avoir tendance à augmenter l'angle d'attaque en **C** et diminuer celui en **B**. Ceci aura pour conséquence une apparition du décrochage en **C** (Étape 3, Figure A.1), mais diminuera fortement l'angle d'attaque en **A**, faisant ainsi bouger la cellule de décrochage de **B** vers **C**.



C'est de cette façon que se propagent les cellules de décollement. La vitesse de rotation des cellules peut varier de 30 à 80 % de la vitesse de rotation du rotor, et leur occupation peut représenter de 30 à 100% de la surface annulaire totale [4, 5]. Leur nombre peut varier de 1 à plus de 10 en fonction du compresseur. En général, deux types de cellules sont discernés [46]. Les cellules dites *Full Span* (Figure A.2, a), où la cellule occupe la hauteur totale de l'aube. Elles sont généralement peu nombreuses (1 ou 2). Et les cellules dites *Part Span* (Figure A.2, b), beaucoup plus nombreuses, pour lesquelles le décrochage n'est pas présent pour toute la hauteur de l'aubage. Il a été démontré d'après les travaux numériques de He [24] et expérimentaux de Day [4] que le nombre de cellule n'était pas toujours constant dans le temps, et que des paramètres comme la vitesse, le rapport des rayons extérieurs/intérieurs, le nombre d'étages avaient une grande influence sur le nombre de cellules et leur type.

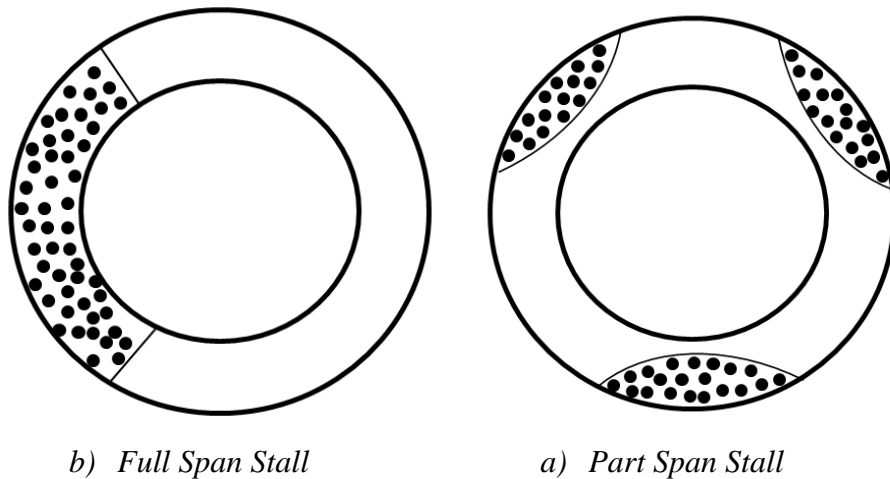


Figure A.2 : Schéma représentant les différents types de décrochage tournant

## ANNEXE B - Instabilités statiques et dynamiques

En ce qui concerne les compresseurs, lorsque le débit devient trop faible, deux types d'instabilités sont possibles [18].

La première instabilité est dite instabilité statique. Afin de mieux définir cette notion, il est nécessaire de s'appuyer sur la Figure B.1 ci-dessous.

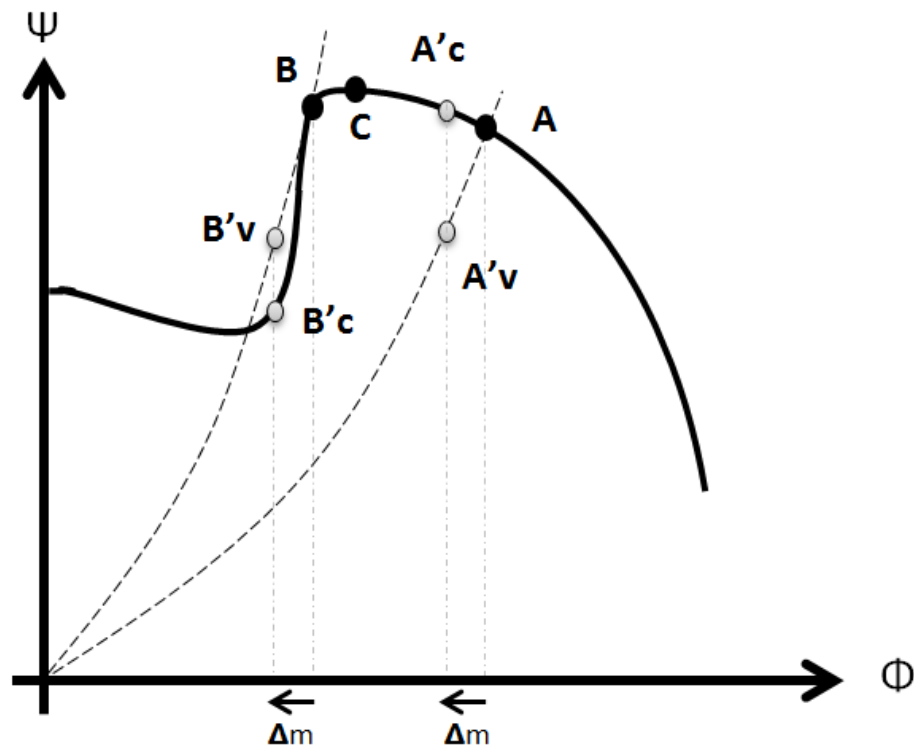


Figure B.1 : Courbe caractérisant les instabilités statiques et dynamiques d'un compresseur

La Figure B.1 représente la courbe caractéristique d'un compresseur, ainsi que deux courbes de réseau. Soit un système composé seulement d'un compresseur et d'une valve en sortie (Figure B.2, cas 1) opérant à un point A situé sur la partie positive de la pente du compresseur. Une petite diminution du débit va apporter une augmentation de pression au sein du compresseur, point A'c, mais une diminution au niveau de la charge, point A'v. La différence entre la pression fournie par le compresseur et celle « utilisée » à travers la turbine devient positive, et va par la suite se rééquilibrer naturellement pour retrouver son point de fonctionnement.

En revanche, si le compresseur opère au point **B**, lors d'une diminution du débit massique, la pression fournie par le compresseur (**B'c**) devient inférieure à celle demandée par la charge (**B'v**). Il est donc impossible pour le compresseur de fournir la force nécessaire lui permettant de retrouver son point de fonctionnement. Le point **B** est donc un point instable.

Il est possible de conclure en disant qu'un compresseur est statiquement stable tant que la pente (variation pression  $p$  en fonction du débit massique  $\dot{m}$ ) de sa courbe caractéristique est plus faible que celle du réseau.

$$\text{Stabilité statique} \quad <=> \quad \frac{dp_{\text{compresseur}}}{d\dot{m}} < \frac{dp_{\text{vanne}}}{d\dot{m}} \quad (\text{B.1})$$

Malheureusement, ce critère, assez simple, ne décrit pas tout à fait les instabilités du compresseur, puisqu'il ne prend pas en compte l'aspect dynamique du système (inerties,...). Ces instabilités dynamiques apparaissent généralement avant les instabilités statiques [7].

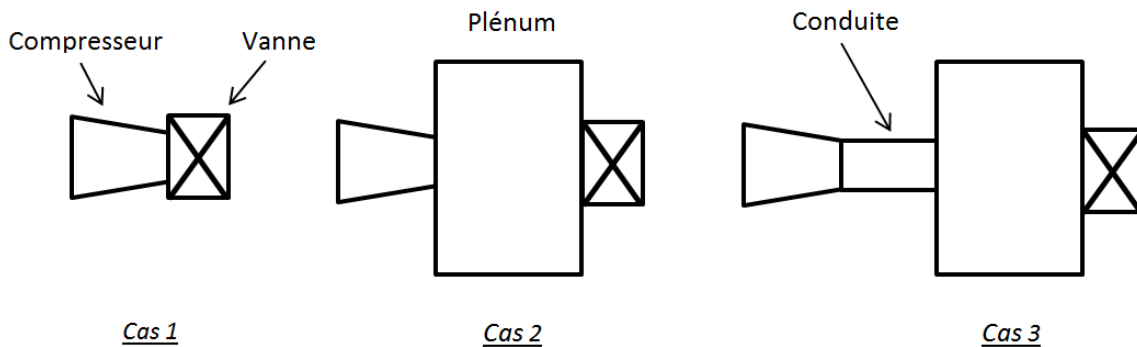


Figure B.2 : Différents modèles de compresseur utilisés pour décrire les instabilités

Soit un modèle similaire au précédent, qui cette fois-ci comprend un plénum (chambre de combustion), de volume important, entre le compresseur et la vanne (Figure B.2, cas 2). Ce plénum possède une importante quantité de gaz stockée, à pression de sortie aussi élevée que celle de sortie du compresseur. Lorsque le compresseur opère proche du point **C** (point maximum de la courbe), si une petite diminution de débit massique apparaît, la pression fournie par le compresseur diminue, mais la pression au sein du plénum reste la même pendant un certain laps de temps (le temps que ce dernier ne se vide). Ainsi, malgré le fait que la pente du compresseur

soit supérieure à celle de la charge, le compresseur ne peut pas fournir la pression nécessaire pour retourner à son point stable : le point *C* est donc dynamiquement instable.

Une turbomachine peut en plus comprendre, entre le compresseur et le plénum, une conduite (Figure B.2, cas 3), dont l'inertie du fluide a l'intérieure va avoir tendance à stabiliser le système.

Ainsi l'instabilité dynamique du système se situe généralement, entre le point *C* et le point *B*, juste après le maximum de la courbe caractéristique, mais reste aujourd'hui très difficile à déterminer avec exactitude.

## ANNEXE C - Compléments sur les modèles analytiques

### C.1 Résonateur d'Helmholtz

Soit un système équivalent à la Figure C.1, dans lequel l'air est considéré comme un gaz parfait et dont les effets dissipatifs sont eux considérés comme négligeables. Le volume  $V_p$  du réservoir, supposé thermiquement isolé, communique seulement avec une conduite de longueur  $L_c$  et de section  $S_c$ , elle-même imposée à une pression extérieure  $P_0$ .

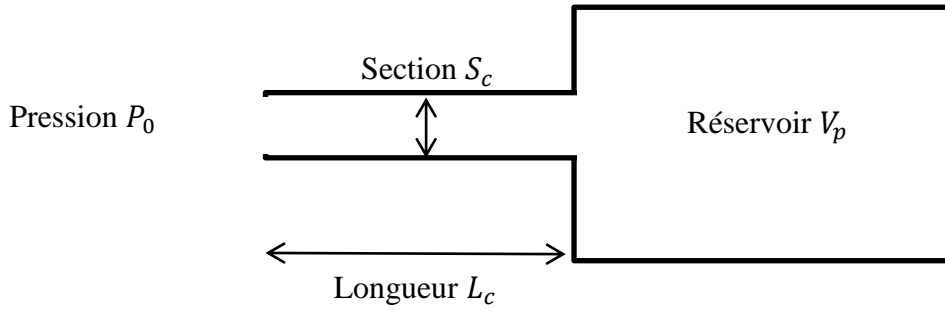


Figure C.1 : Schéma du modèle du résonateur d'Helmholtz

Une perturbation extérieure  $x$  est alors appliquée à l'entrée de la conduite, correspondant à la variation de volume  $dV$  suivante :

$$dV = S_c x \quad (C.1)$$

La relation fondamentale de la dynamique peut être appliquée à cette colonne d'air :

$$\rho S_c L_c \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum Forces = dP S_c \quad (C.2)$$

Or en appliquant la loi de Laplace (la transformation étant isentropique):

$$dP = -\frac{\gamma P_0}{V_p} dV \quad (C.3)$$

Ce qui donne en combinant (C.1), (C.2) et (C.3) l'équation différentielle suivante :

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{\gamma P_0 S_c}{\rho V_p L_c} x = 0 \quad (\text{C.4})$$

Cette équation est typique d'un oscillateur harmonique linéaire du 1<sup>er</sup> ordre, dont on peut identifier la pulsation  $\omega_h$  :

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega_h^2 x = 0 \quad (\text{C.5})$$

Avec :

$$\omega_h = \sqrt{\frac{\gamma p_0 S_c}{\rho V_p L_c}} = c \sqrt{\frac{S_c}{V_p L_c}} \quad (\text{C.6})$$

Où  $c$  représente la vitesse du son dans le fluide.

## C.2 Modèle 1D de Greitzer simplifié

Le raisonnement utilisé par Greitzer s'appuie sur la Figure C.2 où il est possible d'identifier les différents éléments importants : le compresseur, la conduite, le plénum ainsi que la vanne. Le fluide est considéré incompressible excepté dans le plénum.

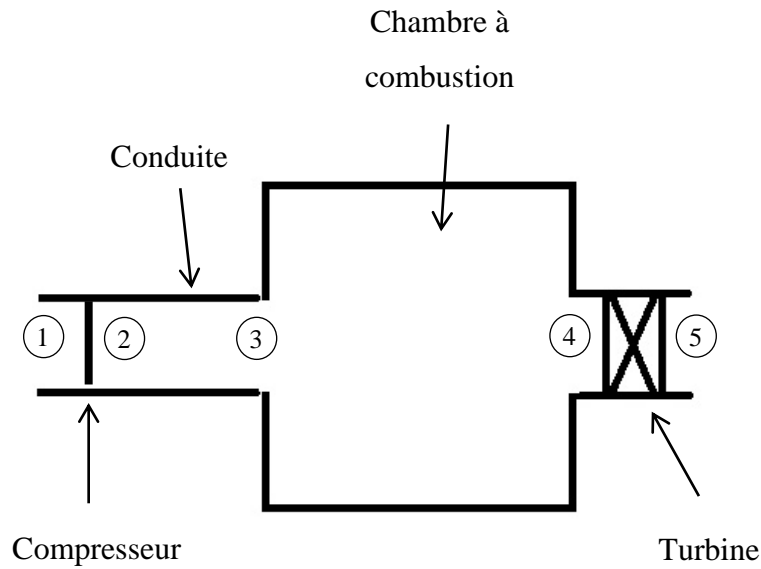


Figure C.2 : Schéma du modèle de Greitzer

Il est possible de représenter chaque élément par une équation 1D :

- Conservation de la quantité de mouvement au sein de la conduite (inertie):

$$P_3 - P_2 = \frac{L_c}{S_c} \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (\text{C.7})$$

Avec  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$

- Conservation de la masse dans le plénum

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_3 = \frac{V_p}{c^2} \frac{dP_4}{dt} \quad (\text{C.8})$$

Avec  $P_3 = P_4$

- Perte de charge de la vanne

$$P_5 - P_6 = \frac{1}{2} K_v \dot{m}_4^2 \quad (\text{C.9})$$

Avec  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$

- Comportement transitoire du compresseur

$$\Delta P_c = \Delta P_{c_{stationnaire}} + \tau \frac{d\Delta P_c}{dt} \quad (\text{C.10})$$

Avec  $\Delta P_c = (P_2 - P_1)$  et  $\tau$  =délai de réponse du compresseur en transitoire

Puis en combinant ces équations numériquement et en s'appuyant sur la courbe totale caractéristique du compresseur, Greitzer réussit à obtenir la variation des pressions et des débits de chaque élément en fonction du temps.

### C.3 Modèle linéaire

Il est possible en linéarisant les équations précédentes d'obtenir un modèle linéaire plus simple à résoudre qui permet d'obtenir une bonne idée du comportement des éléments du moteur lors du pompage. Chaque variable est considérée comme étant égale à sa valeur moyenne plus sa perturbation :

$$P = \bar{P} + P' \text{ et } \dot{m} = \bar{\dot{m}} + \dot{m}'$$

Avec  $\bar{P}$  et  $\bar{\dot{m}}$  qui correspondent aux valeurs moyennes de pression et de débit, et  $P'$  et  $\dot{m}'$  aux valeurs instationnaires des perturbations.

En soustrayant la partie stationnaire, on obtient donc les équations suivantes :

- Compresseur : La pression totale d'entrée est supposée constante

$$P_2' = f \dot{m}_2' \quad (\text{C.11})$$

Avec  $f$  : gradient du compresseur, supposé constant

- Conduite

$$P_3' - P_2' = \frac{L_c}{S_c} \frac{d\dot{m}_3'}{dt} \quad (\text{C.12})$$

- Plénum

$$\dot{m}_4' - \dot{m}_3' = \frac{V_p}{c^2} \frac{dP_4'}{dt} \quad (\text{C.13})$$

- Vanne : le débit est supposé constant à la sortie

$$P_4' = g \dot{m}_4' \quad (\text{C.14})$$

Avec  $g$  : gradient de la vanne, supposé constant



Les équations (C.11) à (C.14) peuvent être combinées, ce qui permet d'obtenir une simple équation différentielle d'ordre 2, écrit sous forme de  $x$ , pouvant représenter une perturbation de pression comme de débit.

$$\frac{L_c}{S_c} \frac{V_p}{c^2} g \frac{d^2 x}{dt^2} + \left( \frac{L_c}{S_c} - \frac{f g V_p}{c^2} \right) \frac{dx}{dt} + (g - f)x = 0 \quad (\text{C.15})$$

Grâce à cette relation, il est possible d'effectuer une analogie avec un système masse-ressort-amortisseur, présenté sur la Figure C.3.

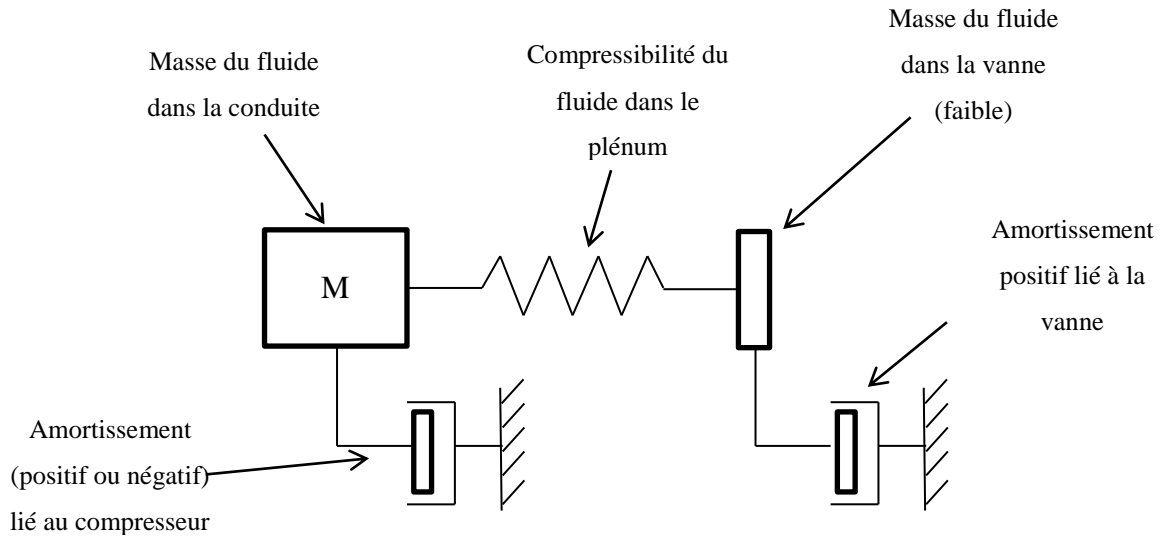


Figure C.3 : Système masse ressort analogue au phénomène de pompage

Les deux types d'instabilités, statiques et dynamiques, sont mises en avant dans cette équation. En effet, le système sera stable tant que les coefficients devant les dérivées seront tous positifs. Ainsi, le système peut devenir instable si :

$f > g$  : Instabilité statique du compresseur

$\frac{L_c}{S_c} < \frac{f g V_p}{c^2}$  : Instabilité dynamique du compresseur.

## ANNEXE D - Implémentation numérique

### D.1 Code variable additionnelle

LIBRARY:

&replace ADDITIONAL VARIABLE: VariableP

Option = Definition

Tensor Type = SCALAR

Units = [Pa]

Update Loop = TRANS\_LOOP

Variable Type = Specific

END

END

### D.2 Implémentation CEL

LIBRARY:

CEL:

EXPRESSIONS:

Alpha = ENTER density \*ENTER U\*ENTER U\*ENTER timestep/(4\* B Greitzer\*B \ Greitzer\*ENTER Lc)

B Greitzer = ENTER U/(2\*ENTER c)\*sqrt(ENTER Vp/(ENTER Soutlet \ Total\*ENTER Lc))

Beta = sqrt(2/(ENTER density\*ENTER Kt))

Boost = 1

Calcul Ktini = 2\*(Pstatic-ENTER PtotInlet)/(ENTER density\*Velocity \ Outlet Normal\*Velocity Outlet Normal)

Coeff Supp = Density Outlet/ENTER density

CoeffReverseFlow = \  
(1+(GammaOutlet-1)\*(MachNumberOutlet^2)/2)^(GammaOutlet/(GammaOutlet-1 \ ))

Density Outlet = areaAve(density)@S3 Outlet

ENTER ImpellerRPM = 2600 [rev min<sup>-1</sup>]

ENTER Kt = 8.8

ENTER Lc = 0.66[m]

ENTER NOutlet = 90 []

ENTER PtotInlet = 0 [Pa]

ENTER Radius = 0.287[m]

ENTER Soutlet Total = 0.000735796[m<sup>2</sup>]\*ENTER NOutlet

ENTER U = 78[m s<sup>-1</sup>]

ENTER Vp = 3.66 [m<sup>3</sup>]

ENTER c = 340[m s<sup>-1</sup>]

ENTER density = 1.185[kg m<sup>-3</sup>]

ENTER timestep = 0.0002[s]

Flow Coefficient = Velocity Outlet Normal/ENTER U

GammaOutlet = 1.4

```

MachNumberOutlet = areaAve(Mach Number in Stn Frame )@S3 Outlet
MyX = x
Omega = ENTER ImpellerRPM *2*pi /1[rev]
Papply Outlet = Pstatic+step(-Velocity Outlet Normal /1[m \
s^-1])*0.5*((areaAve(Velocity in Stn Frame )@S3 Outlet)^2)*ENTER \
density
Pdelay = areaAve(VariableP )@S3 Outlet
Pstatic = Pdelay+Boost*Alpha*Coeff Supp*(Velocity Outlet Normal-Beta \
*sqrt(Pdelay-ENTER PtotInlet))
Velocity Outlet Normal = -massFlow()@S3 Outlet*ENTER NOutlet/(Density \
Outlet*ENTER Soutlet Total)
END
END
END

```

## ANNEXE E - Importance de la variable additionnelle

Cette étude démontre qu'une variable additionnelle est indispensable afin de récupérer la pression statique imposée lors de l'itération précédente.

Pour ce faire, différentes simulations ont été effectuées sur une géométrie simple et rapide à résoudre : un tube d'une longueur de 10 m et d'un diamètre constant de 1m (Figure E.1).

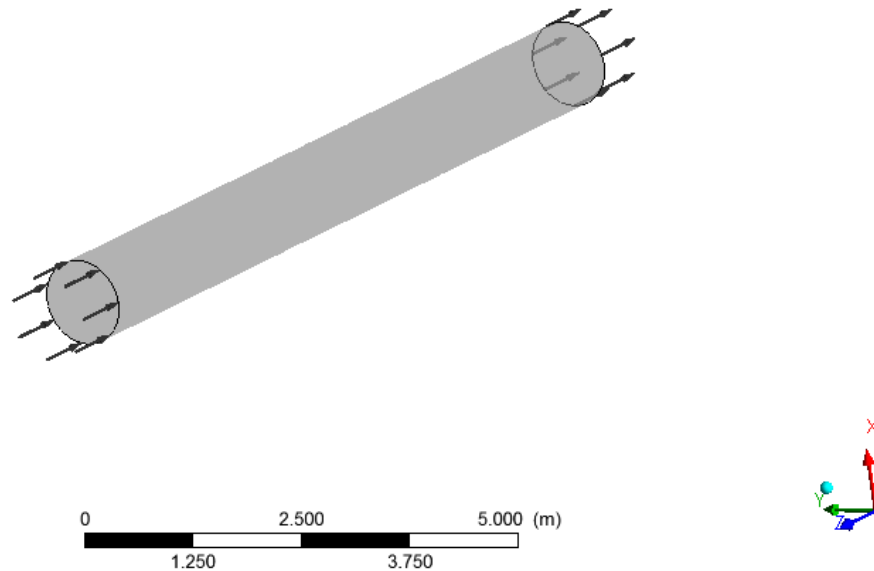


Figure E.1 : Schéma du tube utilisé pour la simulation

Seulement trois conditions limites ont été imposées à ce tube : une à l'entrée, une à la sortie, et une sur les murs. Un maillage tétraédrique de 250 000 éléments a été effectué. Pour ces simulations, le modèle de turbulence K-Epsilon a été utilisé ainsi que les options *Double Precision* et le schéma d'advection *High Resolution*.

Une première simulation, *Steady*, a tout d'abord été effectuée. Une pression atmosphérique de référence de 1 atmosphère a été choisie, dans le but d'augmenter la précision. Par conséquent, une pression totale relative de 0 Pa a été appliquée en entrée, ainsi qu'une pression statique relative de -300 Pa en sortie. Le critère de convergence de la solution a été basé sur la stabilisation du débit massique en sortie, ainsi que sur les résidus et les balances.

Une fois cette simulation convergée, les mêmes paramètres ont été appliqués, mais cette fois ci en régime transitoire. Une CEL de type *locator based* a été implémentée de telle sorte que la pression en sortie du tube soit mesurée. Les deux types de mesures de moyennes (surfacing et par débit) ont été testées.

Cette CEL a ensuite été appliquée en sortie du tube, puis la simulation a été effectuée en utilisant le résultat de la simulation précédente comme fichier initial. L'option *continue history from* a été choisie de telle sorte que la simulation transitoire continue dans la lancée de celle en régime permanent.

Ainsi, en théorie, la pression appliquée en sortie devrait être de -300 Pa, puisqu'à chaque itération, la pression appliquée en sortie correspond à celle mesurée de l'itération précédente.

Plusieurs pas de temps et nombre de sous-itérations *Nloop* différents ont été essayés, mais le résultat reste toujours similaire à la Figure E.2.

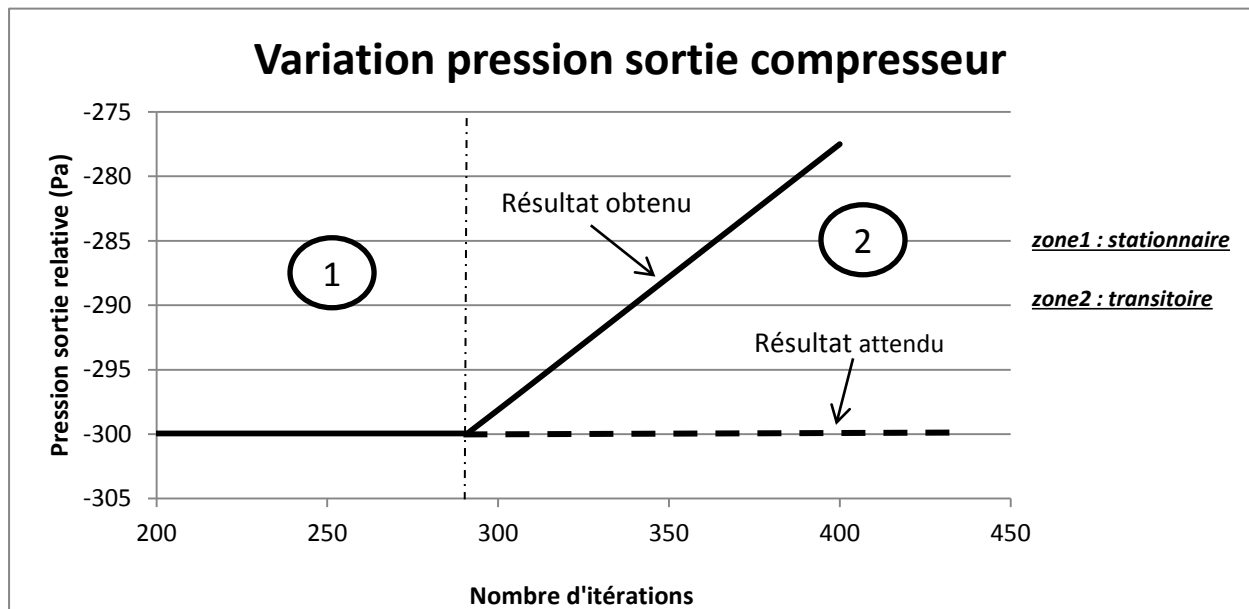


Figure E.2 : Variation de la pression en fonction du nombre d'itérations

Ainsi, il est possible d'observer qu'à chaque itération, la pression appliquée en sortie du compresseur ne correspond pas exactement à celle de l'itération précédente, mais est en permanence inférieure (voir zone 2, Figure E.2).

Les fonctions *locator based* ne peuvent donc pas être utilisées dans des systèmes itératifs.

## ANNEXE F - Étude de maillage du MIT GTL-LS3

Une étude de maillage a été effectuée afin de trouver le maillage le plus approprié à nos besoins, qui, rappelons-le, doivent être de trouver le meilleur rapport précision/temps de calcul. Pour chaque maillage (Tableau F.1), une pression totale a été appliquée en entrée, ainsi qu'un débit massique en sortie.

Le maillage du compresseur est une étape de longue haleine, puisqu'il est nécessaire d'effectuer un maillage similaire pour les sept rangées d'aubes (1 IGV+3 rotors+3 stators) pour chaque étude de maillage. Le Tableau F.1 présente quatre maillages permettant de mettre en avant cette étude.

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4
Nombre de nœuds	721 023	1 089 849	1 503 744	1 852 354
Nombre d'éléments	661 414	1 011 635	1 412 259	1 743 527

Tableau F.1 : Résumé des différents maillages pour le MIT GTL-LS3

Pour toutes les simulations, l'option *Scalable Wall Function* a été utilisée. Celle-ci permet, grâce à des relations empiriques, d'obtenir une bonne approximation du comportement du fluide près de la paroi au sein de la couche limite. Ainsi, il est possible d'économiser du temps de calcul en grossissant la taille des cellules proche des parois ( $y^+$  plus élevé). De plus, cette option ne limite pas la plage autorisée de l' $y^+$  proche des parois (contrairement à la loi de paroi habituelle qui nécessite un  $y^+$  compris entre 30 et 300, préférable proche de 30). Il a donc été choisi, afin d'avoir un point d'observation dans la zone intermédiaire entre les couches laminares et turbulentes, de fixer un  $y^+$  moyen égal à 22.

Plusieurs débits massiques, correspondant à des points de fonctionnement en régime stable, ont été appliqués en sortie, afin d'observer l'influence du maillage dans différentes conditions. Il s'avère que la plus grande différence entre les différents maillages est observable proche de la limite de pompage, où le débit massique est de 3.1 kg/s. Ainsi, le débit appliqué en sortie pour l'étude de maillage a été fixé à 3.1 kg/s.

Le principal critère de convergence choisi, est la pression en sortie du compresseur. Le graphe de la Figure F.1 résume les différentes pressions obtenues en fonction de la densité du maillage.

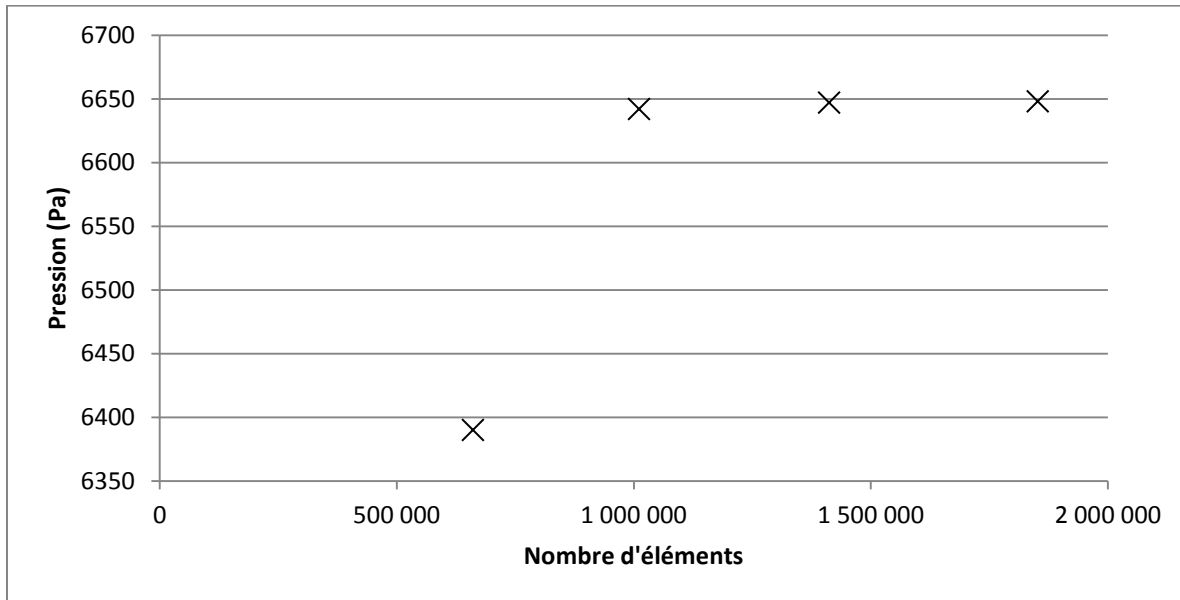


Figure F.1 : Variation de la pression en sortie du compresseur en fonction du nombre d'éléments

Le maillage le plus intéressant correspond au 2<sup>ème</sup> maillage, puisqu'il permet d'obtenir de bons résultats en limitant le nombre d'éléments nécessaires pour les calculs de pompages.

## ANNEXE G - Études complémentaires du compresseur centrifuge

### G.1 Convergence du maillage

Cette étude a été effectuée pour une vitesse de rotation de 4000 tr/min, qui correspond à la 1<sup>ère</sup> vitesse calculée grâce à la théorie des triangles de vitesse. Celle-ci a été revue et améliorée par la suite (Annexe G.2). Comme expliqué dans l'étude de maillage du compresseur axial (Annexe F), qui doit précéder cette roue centrifuge, la zone de fonctionnement du compresseur dans laquelle les résultats varient le plus en fonction du maillage est celle proche du pompage. Ainsi, un débit de sortie de 3kg/s a été imposé.

Cette fois ci, quatre maillages ont été effectués et comparés afin de choisir le maillage le plus approprié à l'étude. Un débit massique de sortie a été appliqué à l'ensemble impulseur+diffuseur, tandis qu'un profil de pression totale et d'angle d'écoulement (correspondant à la sortie du compresseur axial) a été appliquée en entrée. Afin de rester cohérent avec la partie axiale, un  $y^+$  de 24 a été utilisé (avec l'option *Scalable Wall Function*).

La Figure G.1 compare les différentes pressions obtenues en fonction de la densité du maillage tandis que le Tableau G.1 répertorie les caractéristiques de ces maillages.

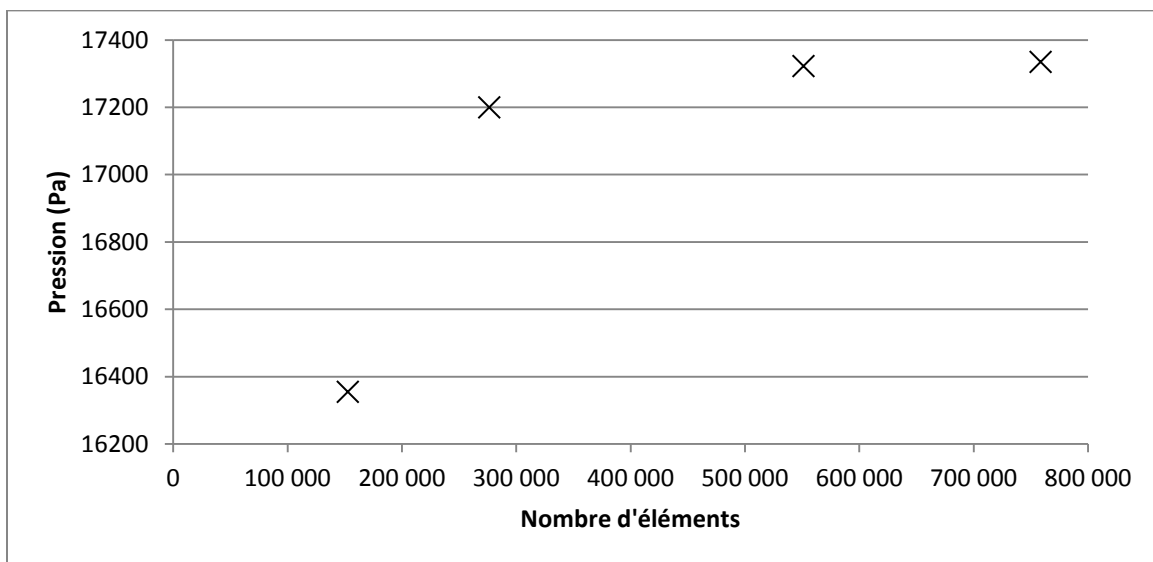


Figure G.1 : Variation de la pression en sortie de la roue centrifuge en fonction du nombre d'éléments



	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4
Nombre de nœuds	178 462	295 780	578 146	785 246
Nombre d'éléments	146 784	261 550	532 254	728 662

Tableau G.1 : Caractéristiques des différents maillages pour l'impulseur et le diffuseur

Le choix du maillage le plus approprié pour l'étude de pompage est le maillage 2. En effet, il est important de comprendre que l'objectif de cette étude est de démontrer l'adaptabilité de l'outil pour un compresseur centrifuge, qui n'existe que virtuellement. Ainsi, bien qu'une erreur de 0.7% existe, le nombre d'éléments présents (quasiment deux fois plus faible dans le 2<sup>ème</sup> que dans le 3<sup>ème</sup> maillage) permet donc, dans l'objectif de cette étude, un meilleur ratio précision des résultats/vitesse de calcul.

## G.2 Amélioration de la vitesse de rotation

Comme citée précédemment, la vitesse de rotation de l'impulseur a ensuite été révisée de telle sorte que l'efficacité de l'ensemble axial et de la roue centrifuge soit maximum pour le même débit. La Figure G.2 présente la variation du rendement isentropique du compresseur en fonction du débit massique. Il est possible d'observer que le rendement maximum est atteint pour un débit proche de 3.68 kg/s.

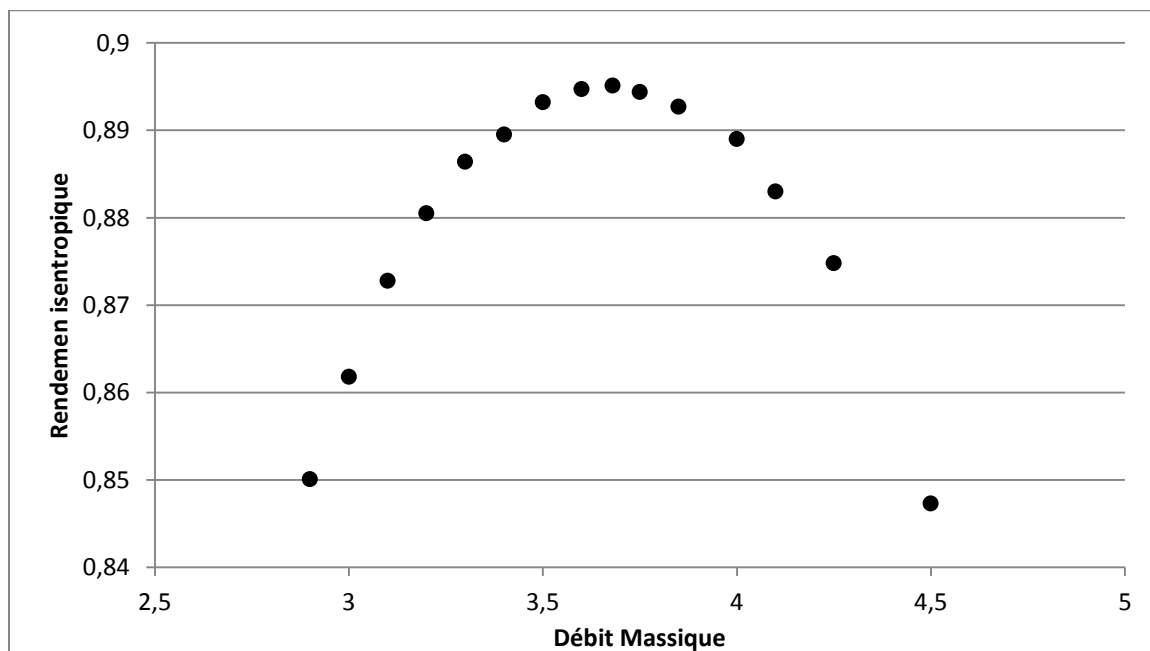


Figure G.2 : Variation du rendement isentropique en fonction du débit massique de l'étage axial

En fixant la condition de sortie de la roue centrifuge seule à 3.68 kg/s, plusieurs simulations à différentes vitesses de rotation ont été effectuées. La Figure G.3 trace la variation du rendement isentropique en fonction de la vitesse de rotation de l'impulseur. Il s'avère que le rendement maximum se trouve être aux alentours de 4100 tr/min, vitesse qui a été utilisée par la suite pour l'étude du pompage.

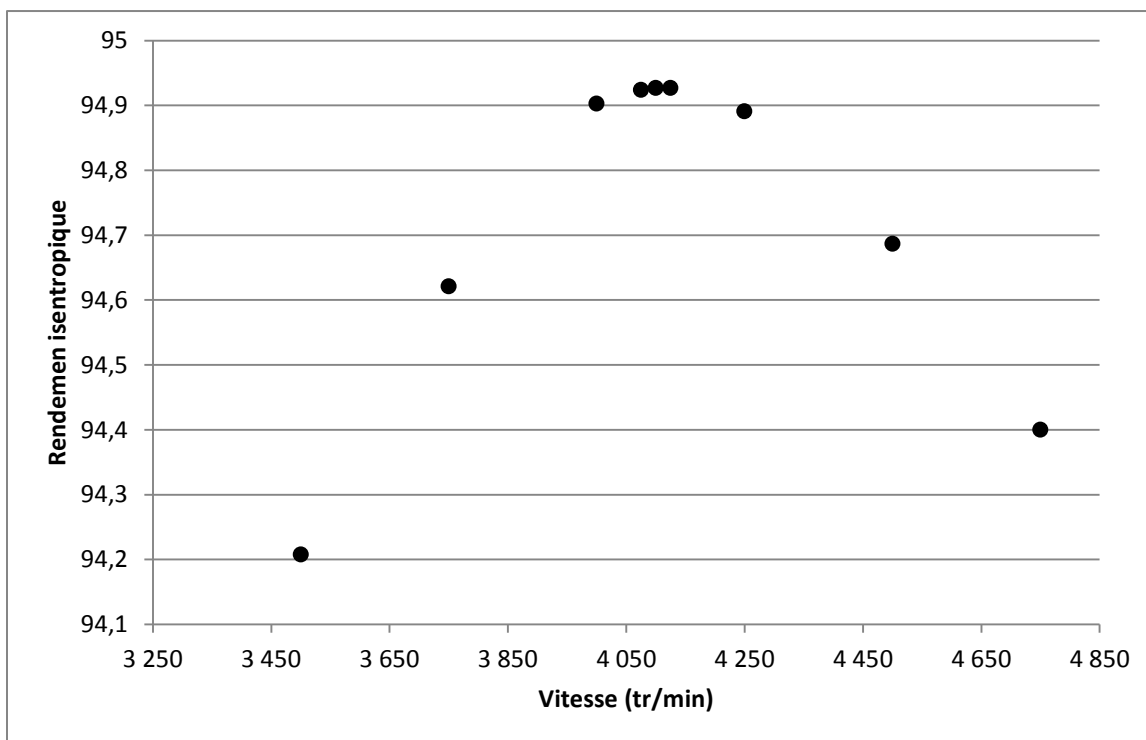


Figure G.3 : Variation du rendement en fonction de la vitesse de rotation de l'impulseur

## ANNEXE H - Études complémentaires pour le compresseur Pratt & Whitney Canada

### H.1 Étude de maillage

L'étude de maillage a été effectuée en deux parties, afin de simplifier la convergence des éléments. L'ensemble MFR+S1+S2 a donc été étudié séparément de l'impulseur et du diffuseur.

#### MFR+S1+S2

De nouveau, la convergence des maillages a été effectuée proche de la zone de pompage. Une pression totale atmosphérique avec angle d'écoulement a été imposée en entrée de cet ensemble. Cependant, afin d'améliorer la convergence, une pression statique (180 000 Pa) a été imposée en sortie du compresseur. Ainsi, le critère de convergence n'est plus basé sur la variation de la pression en sortie mais sur celle du débit massique. Le Tableau H.1 suivant résume les caractéristiques des différents maillages utilisés lors de l'étude. Cette fois ci, un  $y^+$  moyen de 31 a été utilisé (toujours avec l'option *Scalable Wall Function*). Les résultats de l'étude de maillage sont eux présentés dans la Figure H.1.

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4
Nombre de nœuds	509 823	832 164	1 325 983	1 817 271
Nombre d'éléments	471 732	777 334	1 251 092	1 724 846

Tableau H.1 : Caractéristiques des différents maillages pour l'ensemble MFR+S1+S2

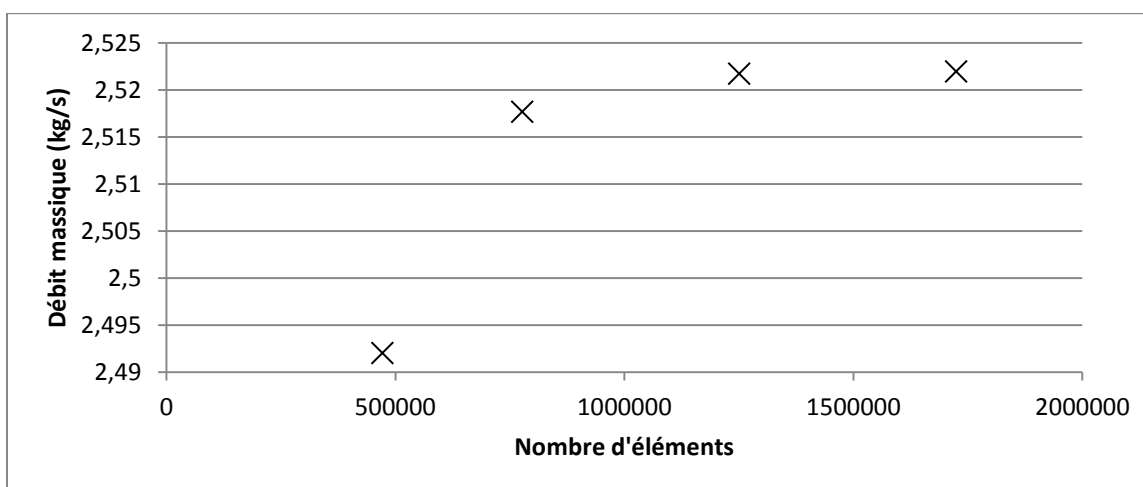


Figure H.1 : Variation du débit en fonction du nombre d'éléments pour MFR+S1+S2

De nouveau, le deuxième maillage est suffisant pour l'étude de pompage, puisqu'il permet d'optimiser le rapport entre précision et temps de calcul, et ce, malgré l'erreur produite (0.16%).

### Impulseur+Diffuseur

Comme pour l'étude des roues MFR+S1+S2, une pression statique (815 000 Pa) a été imposée en sortie du diffuseur sans vanne. En entrée, un profil de pression totale avec angle d'écoulement, provenant de la sortie des simulations de l'ensemble MFR+S1+S2, a été imposé. Le Tableau H.2 résume les différents maillages utilisés, pour lesquels l' $y^+$  moyen est de 33, proche de celui utilisé pour l'ensemble précédent. La Figure H.2 montre la convergence de l'étude de maillages.

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4
Nombre de nœuds	552 470	862 389	1 246 012	1 611 046
Nombre d'éléments	520 210	817 220	1 186 840	1 556 490

Tableau H.2 : Caractéristiques des différents maillages pour l'impulseur et le diffuseur

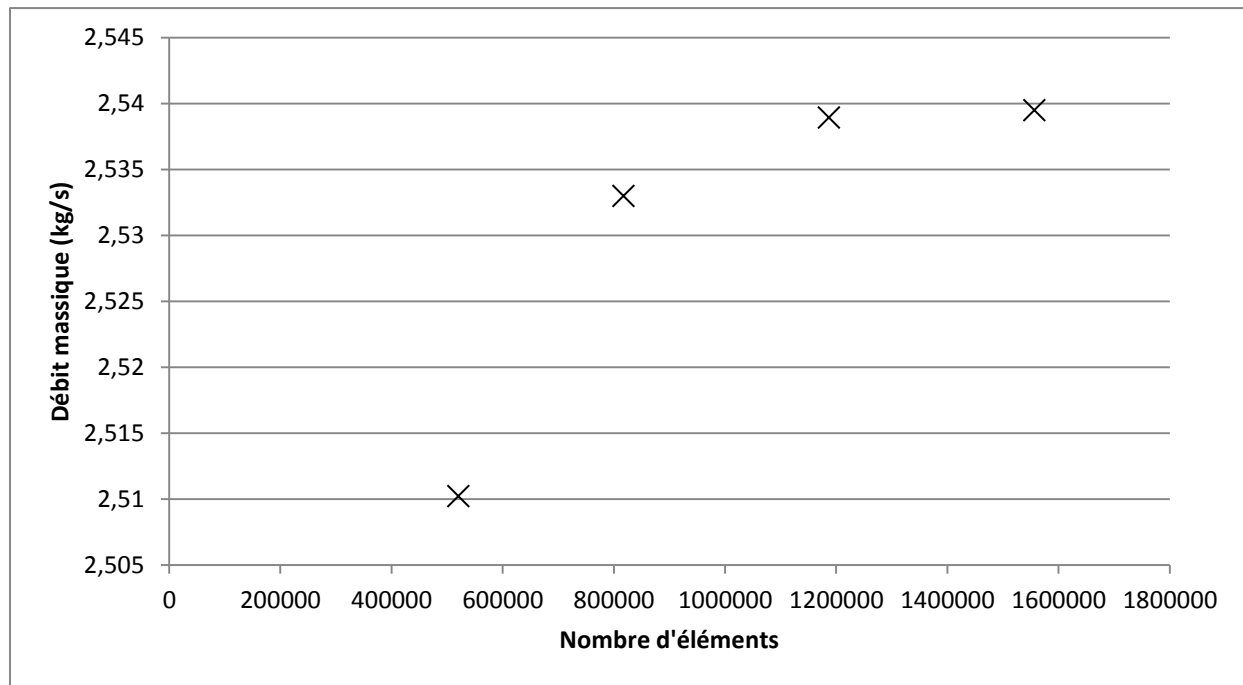


Figure H.2 : Variation du débit en fonction du nombre d'éléments pour la roue centrifuge

Le 2<sup>ème</sup> maillage reste, malgré l'erreur produite (0.23%), le plus intéressant.

En ce qui concerne le diffuseur en forme de tube, le maillage utilisé par l'entreprise Pratt & Whitney Canada a directement été utilisé et est présenté sur la Figure H.3.

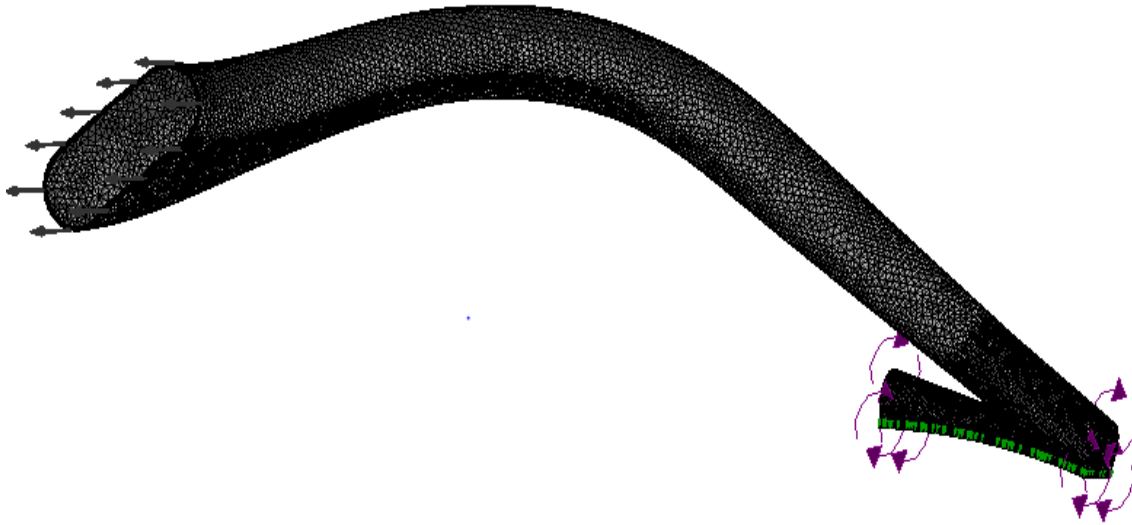


Figure H.3 : Maillage du diffuseur tube

## H.2 Problème de convergence du diffuseur tube

Lors des tentatives de simulations de pompage au sein du compresseur initial de PWC (c'est à dire avec le diffuseur tube), la valeur des résidus ainsi que celle des balances au sein de l'impulseur et du diffuseur augmenta soudainement lors de la forte variation de débit (zone 2 de la Figure 4.2), jusqu'à l'arrêt total de la simulation. L'erreur affichée fut alors la suivante :

« *c\_fpx\_handler: Floating point exception: Overflow* »

Afin de remédier à ce problème, plusieurs modifications furent essayées. Le pas de temps de simulation fut diminué jusqu'à  $10^{-6}$  secondes, le nombre de sous-itérations *Nloop* fut augmenté à 10, le modèle de turbulence fut changé de K-Epsilon vers SST, le schéma

d'advection fut changé en *Upwind*, le volume du plénum fut augmenter et la condition *step* de sortie du compresseur fut supprimée, appliquant ainsi en permanence en sortie une pression statique proche de la pression totale dans cette zone du cycle de pompage. Malheureusement, aucune de ces suggestions n'améliora la convergence du problème.

Les seules solutions possibles non testées seraient d'améliorer le maillage du diffuseur (difficilement réalisable étant donné la qualité du maillage fournie par PWC), mais surtout de modifier la géométrie du tube, ou plus exactement la profondeur au niveau de l'interface (voir Figure 3.15), et ainsi l'adapter à celle de l'impulseur.

### H.3 Résultat de pompage du compresseur PWC avec diffuseur tube et interface *Frozen*

Des résultats de la géométrie initiale du compresseur de PWC, c'est-à-dire avec le diffuseur tube en sortie, ont malgré tout été obtenus. L'interface *Stage* entre l'impulseur et le diffuseur posant problème, elle a été remplacée par une interface *Frozen* beaucoup plus robuste. Cependant, cette option ne représente pas la réalité physique de l'interface, comme le démontre les résultats peu satisfaisants (oscillations importantes dans la zone de débit négatif, cycles non réguliers) de la Figure H.4.

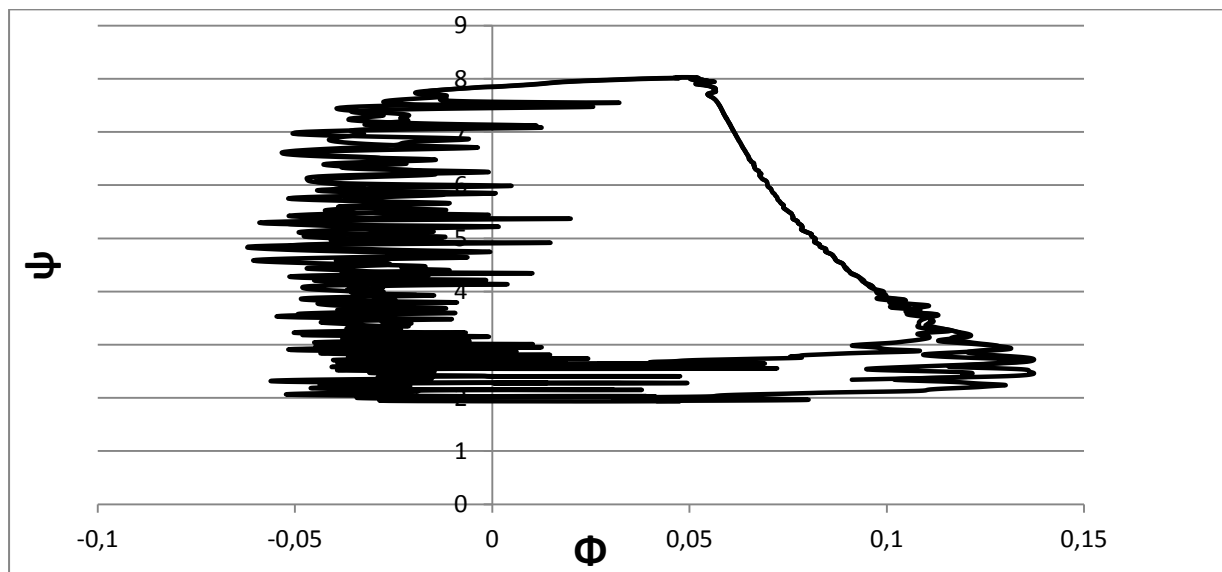


Figure H.4 : Cycle de pompage avec la géométrie initiale et l'interface *Frozen*

#### H.4 Étude du pas de temps du compresseur Pratt & Whitney Canada

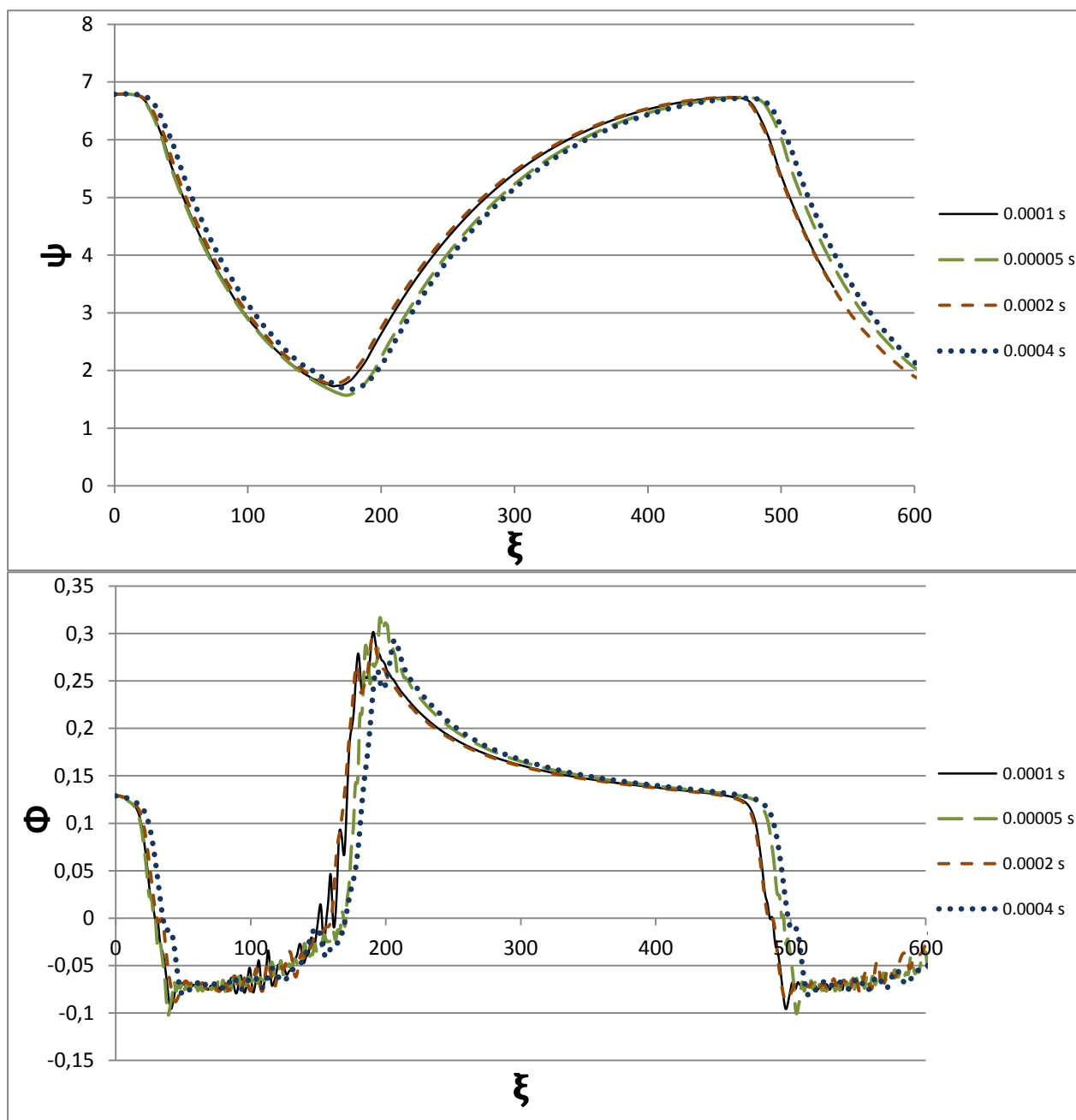


Figure H.5 : Variation du coefficient de pression et de débit en fonction du temps adimensionnels pour différents  $\Delta t$

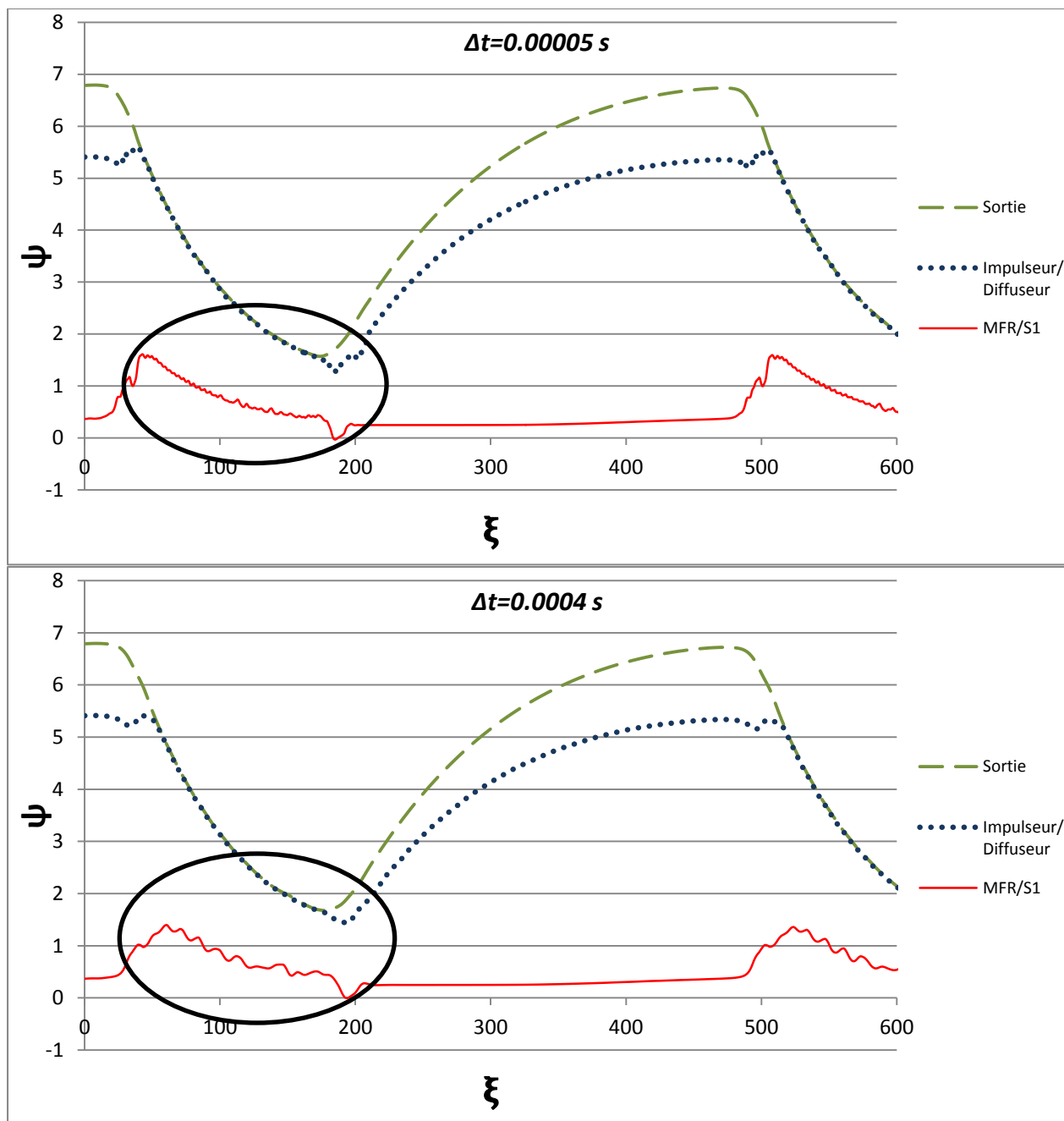


Figure H.6: Variation de pression en fonction du temps adimensionnel à différents étages pour deux différents  $\Delta t$